

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

СПРАВОЧНИК ПРОЕКТИРОВЩИКА

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

Справочник отсканирован Рыбаковым А.С.
Просьба помянуть его добрым словом, и не
использовать его труды в коммерческих целях.

МОСКВА • 1969

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ
ПО СТРОИТЕЛЬНОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ
ПРЕДПРИЯТИЙ,
ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ ГОССТРОЯ СССР

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПРОЕКТНЫЙ ИНСТИТУТ
САНТЕХПРОЕКТ

СПРАВОЧНИК ПРОЕКТИРОВЩИКА ПРОМЫШЛЕННЫХ, ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА
(ВНУТРЕННИЕ САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ
УСТРОЙСТВА)

Часть II

Под общей редакцией канд. техн. наук И. Г. СТАРОВЕРОВА



ИЗДАТЕЛЬСТВО ЛИТЕРАТУРЫ ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ
Москва—1969

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.		Стр.
Предисловие	9	2.4. Влаговыделения и борьба с ними	46
РАЗДЕЛ I		А. Определение влаговыделений	46
ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА		Б. Определение воздухообменов	47
Глава 1		В. Предупреждение конденсации влаги на ограждающих конструкциях зданий	49
Основные положения		Г. Расчет продувки горячим воздухом укрытий и верхней зоны помещения	49
1.1. Метеорологические и санитарные условия в помещениях	10	Глава 3	
1.2. Расчетные параметры наружного воздуха	13	Поступление вредных газов и паров в помещения и определение воздухообменов	
1.3. Физические характеристики воздуха и применение $I-d$ -диаграммы для расчетов	13	3.1. Источники выделения вредных газов, паров и пыли	51
1.4. Организация воздухообменов	25	3.2. Основные принципы вентиляции помещений с вредностями в виде газов и паров	52
А. Общая часть	25	3.3. Практические указания по вентиляции помещений с газовыми вредностями	53
Б. Определение воздухообменов	25	Глава 4	
В. Подача и удаление воздуха	26	Обеспыливание воздуха	
Г. Зональная вентиляция	27	4.1. Основные положения	63
1.5. Размещение воздухоприемных отверстий и выбросных устройств	27	А. Общие сведения	63
А. Расположение воздухозаборов и выбросов воздуха	27	Б. Классификация пылей	64
Б. Рассеивание вредностей, выбрасываемых через фонари, крышные вентиляторы и шахты	28	В. Дисперсность пылей	65
В. Рассеивание вредных веществ при помощи высоких труб	31	Г. Классификация обеспыливающего оборудования	66
Глава 2		4.2. Очистка приточного и рециркуляционного воздуха	67
Поступление в помещения тепла и влаги и борьба с ними		А. Требования к очистке приточного и рециркуляционного воздуха	67
2.1. Основные положения	34	Б. Выбор и расчет фильтров для очистки наружного и рециркуляционного воздуха	67
А. Источники выделения тепла и влаги. Составление тепловых балансов	34	В. Масляные воздушные фильтры	68
Б. Мероприятия по уменьшению поступления тепла и влаги в помещения	34	Г. Волокнистые воздушные фильтры	70
2.2. Определение тепловыделений от оборудования, материалов и искусственного освещения. Выделение тепла и влаги людьми	34	Д. Губчатые воздушные фильтры	71
А. Основные положения	34	Е. Электрические воздушные фильтры	72
Б. Тепловыделения от промышленных печей	34	4.3. Очистка воздушных выбросов вентиляционных систем	72
В. Переход механической энергии в тепловую	36	А. Выбор и расчет пылеуловителей для очистки запыленных вентиляционных выбросов	72
Г. Тепловыделения от остывающих изделий	37	Б. Пылеосаочные камеры	73
Д. Тепловыделения от открытых водных поверхностей	37	В. Циклонные пылеуловители	73
Е. Тепловыделения, поступающие с продуктами сгорания и от химических реакций	37	Г. Мокрые пылеуловители	75
Ж. Тепловыделения от искусственного освещения	38	Д. Рукавные пылеуловители	75
З. Выделение тепла и влаги людьми	38	Глава 5	
2.3. Поступление тепла через наружные и внутренние ограждения помещений и зданий	38	Аэрация зданий	
А. Поступление тепла за счет солнечной радиации через массивные ограждения	38	5.1. Основные положения	77
Б. Поступление тепла за счет солнечной радиации через остекленные поверхности	42	5.2. Расчет аэрации однопролетных зданий	80
В. Поступление тепла за счет инфильтрации воздуха в теплый период года	45	5.3. Расчет аэрации двухпролетных зданий	83
Г. Поступление тепла через внутренние ограждения	45	5.4. Расчет аэрации многопролетных зданий	84
		5.5. Расчет аэрации многоэтажных зданий	85
		5.6. Особенности расчета аэрации при наличии механической вентиляции и при замене фонарей шахтами	85

Глава 6

Особенности вентиляции жилых и общественных зданий и вспомогательных помещений промышленных предприятий

6.1. Основные положения	86
6.2. Жилые здания	87
А. Дома с индивидуальными квартирами	87
Б. Многоэтажные здания	89
В. Общежития	90
Г. Гостиницы	90
6.3. Административные здания и вспомогательные помещения промышленных предприятий	91
6.4. Общественные здания	92
А. Детские учреждения	92
Б. Общеобразовательные школы	93
В. Лечебно-профилактические учреждения	94
Г. Кинотеатры и клубы	97
Д. Бани	98
Е. Прачечные	100
Ж. Мастерские химической чистки	102
6.5. Предприятия культурно-бытового обслуживания населения	102
И. Магазины	103
К. Предприятия общественного питания	104
Л. Охлаждаемые камеры и холодильные установки предприятий общественного питания и продовольственных магазинов	107
6.6. Вентиляционные каналы и шахты	108
А. Вентиляционные каналы	108
Б. Вентиляционные вытяжные шахты	109

Глава 7

Кондиционирование воздуха

7.1. Основные положения проектирования систем кондиционирования воздуха и вентиляции с испарительным охлаждением воздуха	111
А. Общие сведения	111
Б. Классификация систем кондиционирования воздуха	112
В. Выбор параметров внутреннего воздуха	112
7.2. Производительность систем кондиционирования воздуха и расход наружного воздуха	113
А. Полезная и полная производительность кондиционеров	113
Б. Расход наружного воздуха	114
7.3. Системы кондиционирования воздуха	116
А. Основные положения	116
Б. Центральные системы кондиционирования, работающие на наружном воздухе	117
В. Центральные системы кондиционирования воздуха, работающие с рециркуляцией	121
Г. Центральные многозональные системы кондиционирования воздуха, работающие на наружном воздухе	124
Д. Центральные многозональные системы кондиционирования воздуха, работающие с рециркуляцией	127
Е. Центральные системы кондиционирования воздуха большой производительности	128
Ж. Местные системы кондиционирования воздуха	129
З. Комбинированные системы кондиционирования воздуха	129
И. Системы кондиционирования воздуха высокого давления	130
7.4. Камеры орошения кондиционеров	131
А. Основные положения	131
Б. Теплотехнический расчет одноступенчатых камер орошения по методу Промстройпроекта	131
В. Данные для определения коэффициентов орошения одноступенчатых камер по методу Промстройпроекта	133
Г. Теплотехнический расчет одноступенчатых камер по методу Промстройпроекта, предназначенных для охлаждения и осушки воздуха при малой интенсивности орошения	137
Д. Теплотехнический расчет одноступенчатых камер орошения по методу Сантехпроекта	137
Е. Примеры расчетов камер орошения	141
7.5. Воздухоохладители с орошаемыми насадками из колец	142
7.6. Поверхностные воздухоохладители	144
А. Основные положения	144
Б. Расчет поверхностных воздухоохладителей по методу д-ра техн. наук А. А. Гоголина	145

В. Расчет ребристых поверхностных воздухоохладителей по методу д-ра техн. наук Е. Е. Карписа	148
Г. Расчет ребристых поверхностных орошаемых воздухоохладителей (ПВО) по методу д-ра техн. наук Е. Е. Карписа	148
Д. Коэффициенты теплопередачи, тепловосприимчивости, теплоотдачи и другие расчетные данные	149
Е. Сопротивление воздухоохладителей проходу воздуха и хладоносителя	151
Ж. Примеры расчета воздухоохладителей	152
7.7. Увлажнение и испарительное охлаждение воздуха	154
А. Системы местного доувлажнения	154
Б. Увлажнение воздуха паром	155
В. Косвенное и комбинированное испарительное охлаждение воздуха	157
7.8. Осушка воздуха сорбентами	159
7.9. Холодоснабжение систем кондиционирования воздуха	164
А. Основные положения	164
Б. Естественные источники холода	165
В. Наиболее употребительные хладагенты	167
Г. Компрессорные холодильные станции	168
Д. Пароэжекторные и абсорбционные холодильные станции	169
Е. Системы холодоснабжения кондиционеров	170
Ж. Водяные аккумуляторы холода	172

Глава 8

Распределение воздуха в помещении

8.1. Закономерности приточных турбулентных струй	177
8.2. Расчеты приточных струй	183
А. Коэффициенты для настилающихся струй	183
Б. Коэффициенты для стесненных струй	186
В. Коэффициенты для учета взаимодействия параллельных струй	188
Г. Коэффициенты для учета неизотермичности струй	188
8.3. Расчет распределения воздуха	191
А. Распределение воздуха через поворотные патрубки ВНИИГС	191
Б. Распределение воздуха через пристенные воздухоораспределители типа ВП конструкции ВНИИГС	192
В. Распределение воздуха через жалюзийные решетки и щелевые выпуски, размещаемые в верхней зоне	193
Г. Распределение воздуха через потолочные плафоны	196
Д. Распределение воздуха струями, направленными вверх	199
Е. Распределение воздуха через потолочные перфорированные панели	200
Ж. Распределение воздуха через перфорированные воздуховоды	203
И. Общие рекомендации по распределению воздуха	204

Глава 9

Воздушные души

9.1. Устройство воздушных душ	206
А. Основные положения	206
Б. Расчетные параметры	206
В. Конструктивные указания	207
9.2. Расчет воздушных душ	209
А. Расчет душирования горизонтальными и наклонными струями	209
Б. Воздушное душирование по способу ниспадающего потока	211

Глава 10

Воздушные завесы

10.1. Основные положения	212
10.2. Расчеты воздушных завес	213
А. Расчет воздушных и воздушно-тепловых завес шибрующего действия у наружных ворот и технологических проемов в промышленных зданиях	213
Б. Расчет воздушно-тепловых завес у входных дверей общественных и вспомогательных многоэтажных зданий высотой 3 этажа и более	218

Стр.

Стр.

Глава 11

Местные отсосы

11.1. Местные отсосы открытого типа	219
А. Вытяжные зонты	220
Б. Отсасывающие панели	221
В. Бортовые отсосы	223
Г. Вытяжные шкафы	225
Д. Вентилируемые камеры	227
Е. Активированные местные отсосы	229
11.2. Кожухи-воздухоприемники	232
А. Кожухи-воздухоприемники для абразивных станков	232
Б. Кожухи-воздухоприемники для металлообрабатывающих станков	233
В. Кожухи-воздухоприемники для станков, обрабатывающих графитно-угольные изделия	233
Г. Кожухи-воздухоприемники для сварочных работ	234
11.3. Аспирируемые укрытия	235

Глава 12

Пневматический транспорт отходов деревообработки

12.1. Внутрицеховой пневматический транспорт отходов деревообработки	240
А. Основные положения	240
Б. Очистка воздуха от отходов	242
В. Расчет систем пневматического транспорта	243
12.2. Межцеховой пневматический транспорт отходов деревообработки	243
А. Основные положения	243
Б. Основные узлы пневмотранспортных установок	264
В. Расчет межцеховых пневмотранспортных установок	268

Глава 13

Конструктивные указания по системам механической вентиляции и кондиционирования воздуха и выбор оборудования

13.1. Компоновка вентиляционных систем	268
А. Размещение приточных и вытяжных камер	268
Б. Воздуховоды	268
В. Запорные и регулирующие устройства	269
13.2. Установки приточной и вытяжной вентиляции	270
А. Общие указания	270
Б. Установки приточной вентиляции	271
В. Установки вытяжной вентиляции	274
13.3. Оборудование механической вентиляции	274
А. Вентиляторы	274
Б. Электродвигатели	274
В. Передачи	274
Г. Калориферы	274

Глава 14

Расчет воздуховодов

14.1. Расчет воздуховодов для вентиляции	281
А. Размеры воздуховодов	281
Б. Воздуховоды приточных и вытяжных систем вентиляции общего назначения, воздушного отопления и кондиционирования воздуха	282
В. Воздуховоды систем аспирации и пневматического транспорта	323
Г. Воздуховоды систем, работающих с естественным движением воздуха	325
14.2. Воздухоприемники и воздухораспределители	327
А. Воздухоприемники равномерного всасывания	327
Б. Воздухораспределители равномерной раздачи воздуха	328

Глава 15

Клапаны для регулирования систем кондиционирования воздуха, вентиляции и воздушного отопления

15.1. Клапаны, регулирующие расходы воды, рассолов и пара	329
А. Конструкция клапанов. Основные данные	329
Б. Расчет клапанов для регулирования расхода воды и рассолов	331
В. Расчет клапанов для регулирования расходов пара	333
Г. Примеры расчета клапанов, регулирующих расходы воды и пара	333
15.2. Клапаны (заслонки) для регулирования воздушных потоков	335
А. Определение размеров клапанов	335
Б. Аэродинамический расчет клапанов	337
В. Примеры расчетов клапанов	341

Глава 16

Эжекторные установки

16.1. Общие указания	342
16.2. Эжекторы низкого давления (с вентиляторным побуждением)	343
16.3. Эжекторы высокого давления (с побуждением сжатым воздухом)	347

Глава 17

Борьба с шумом вентиляционных установок

17.1. Физические и физиологические характеристики звука и шума	348
А. Уровни звуковых давлений, интенсивности звука и звуковой мощности	350
Б. Нормирование шумов	351
17.2. Источники шума и способы борьбы с ним	353
А. Источники шума в системах вентиляции	353
Б. Шумовые характеристики вентиляторных и насосных установок	353
В. Пути распространения шума и способы борьбы с ним	354
Г. Звукоизоляция вентиляционных установок	354
Д. Виброизоляция	356
Е. Звукопоглощающие облицовки и глушители	358
Ж. Акустический расчет вентиляционных сетей	361

Глава 18

Гидрообеспыливание

18.1. Основные положения гидрообеспыливания	363
18.2. Конструктивные решения и расчет систем гидрообеспыливания	364

РАЗДЕЛ II

КОНТРОЛЬ И АВТОМАТИКА
САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Глава 19

Приборы и автоматика санитарно-технических устройств

19.1. Приборы для автоматического и местного контроля	366
19.2. Автоматическое регулирование	368

Глава 20

Основы проектирования автоматизации внутренних санитарно-технических систем

20.1. Основные положения	370
20.2. Теплотехнический контроль и сигнализация	370
20.3. Автоматическое регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха	372

	Стр.		Стр.
Автоматическое регулирование систем отопления . .	373	21.2. Аварийная вентиляция	378
Автоматическое регулирование систем горячего и хо- лодного водоснабжения	374	21.3. Вентиляционные камеры и тамбуры-шлюзы	378
Автоматическая защита оборудования и блокировки . .	374	21.4. Условия объединения вентиляционных установок . .	379
Управление электродвигателями	375		
Диспетчеризация	375		

Глава 22

РАЗДЕЛ III

Оборудование и материалы

ПРОТИВОПОЖАРНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ

Глава 21

Основные положения

22.1. Типы вентиляторов и электродвигателей	380
22.2. Воздуховоды, фильтры, огнезадерживающие и обрат- ные клапаны	381
Приложение I. Вентиляторы центробежные	383
Приложение II. Калориферы	455
Приложение III. Центральные и местные кондиционеры . .	466
Приложение IV. Фильтры и пылеуловители	502
Приложение V. Приточные вентиляционные камеры . . .	527

Общие данные	377
------------------------	-----

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основной задачей вентиляции и кондиционирования воздуха является улучшение условий труда и сохранение здоровья трудящихся. Успешное решение санитарно-технических задач может быть достигнуто за счет эффективной работы проектируемых установок.

Основываясь на последних достижениях науки и техники, инженерно-технические работники выполнили ряд ценных работ по устройству, монтажу и эксплуатации вентиляционных устройств, обеспечивающих наилучшие качества воздушной среды в рабочей зоне промышленных зданий и сооружений.

В справочнике обобщен и систематизирован опыт по проектированию систем вентиляции, кондиционирования воздуха и автоматики санитарно-технических устройств. В нем впервые сделана попытка дать необходимые для проектирования справочные материалы, которые должны помочь в практической работе инженерам, техникам и студентам вузов и техникумов.

Руководящие и нормативные материалы приведены в сокращенной форме и представлены в виде таблиц, графиков и номограмм.

Расчетные данные, рекомендации и указания по конструктивным решениям систем вентиляции и кондиционирования воздуха изложены с необходимой полнотой.

В справочнике освещены вопросы и методика определения остаточных (избыточных) вредностей (тепло, газы, влага, пыль), выделяющихся в зданиях и сооружениях, а также рекомендованы меры борьбы с ними.

Основное внимание в справочнике уделено основам естественной вентиляции (аэрации) и всем видам механической вентиляции, включая аспирационные системы и пневмотранспорт древесных отходов.

Весьма подробно представлена совокупность мероприятий по проектированию систем кондиционирования воздуха, имея в виду необходимость поддержания постоянных параметров воздуха (температура, влажность, очистка) как для производственных целей, так и для обеспечения комфортных санитарных условий.

Общие положения по расчету и подбору оборудования систем вентиляции и кондиционирования воздуха, приведенные в справочнике, могут быть использованы при проектировании систем вентиляции в защитных сооружениях гражданской обороны.

Ввиду того что вопросы автоматического управления и контроля работы санитарно-технических систем представляют собой сложный комплекс мероприятий и что они достаточно полно освещены в специальной ли-

тературе, в данном справочнике они рассматриваются весьма кратко и лишь с целью их увязки с внутренними устройствами.

В приложениях приведены данные по основному вентиляционному оборудованию, изготовляемому промышленностью (по состоянию на 31/XII 1968 г. — вентиляторы, калориферы, кондиционеры, пылеотделители, фильтры и приточные вентиляционные камеры).

Отдельные части справочника составлены следующими авторами: предисловие — канд. техн. наук И. Г. Староверовым; глава 1 и 2 — инженерами В. И. Мошкиным (пп. 1.1—1.3, 2.1, 2.2В, Ж и З, 2.3 и 2.4), Н. Н. Сидоровым (пп. 1.4 и 1.5) и И. Н. Поршневым (пп. 2.2А, Б, Г, Д и Е); глава 3 — инженерами Я. Б. Раскиным (пп. 3.1 и 3.2) и А. М. Шимановичем (п. 3.3); глава 4 — канд. техн. наук А. И. Пирумовым; глава 5 — д-ром техн. наук В. Н. Талиевым; глава 6 — инж. Ю. Е. Ермаковым; главы 7 и 8 — канд. техн. наук Б. В. Баркаловым; глава 9 — инж. Н. Н. Сидоровым; глава 10 — канд. техн. наук В. М. Эльтерманом (пп. 10.1 и 10.2А) и инж. Л. Ф. Моором (п. 10.2Б); глава 11 — канд. техн. наук Т. А. Фиалковской; глава 12 — инж. Х. Л. Аврухом (п. 12.1) и канд. техн. наук В. В. Коробовым (п. 12.2); глава 13 — инж. Н. Н. Сидоровым; глава 14 — инженерами И. А. Лупаковым и В. А. Игнатьевым; глава 15 — канд. техн. наук Б. В. Баркаловым; глава 16 — инж. И. Н. Лейкиным; глава 17 — канд. техн. наук И. К. Разумовым; глава 18 — канд. техн. наук А. Г. Якимовым; главы 19 и 20 — инж. В. Б. Чистовским; главы 21 и 22 — инж. А. М. Шимановичем.

Приложения составлены канд. техн. наук И. Г. Староверовым (I), инж. В. М. Зусмановичем (II—V).

В период подготовки к изданию рукописи настоящего справочника по отдельным ее главам были сделаны ценные замечания докторами технических наук М. П. Калининским, П. Н. Каменевым, С. В. Ульяновским, П. В. Учаскиным и канд. техн. наук А. Н. Скачковым, а также инженерами П. В. Адамовичем, Д. С. Кацманом, Г. А. Канельсоном и Н. Н. Сидоровым.

В подготовке справочника к изданию принимали участие инж. Г. Н. Миркин, О. Г. Вицке и Г. И. Кузьмина.

Все критические замечания и предложения по справочнику просьба направлять по адресу: г. Москва, Е-203, Н. Первомайская ул., дом. 46, Всесоюзное Объединение Союзсантехпроект.

РАЗДЕЛ I

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

ГЛАВА I

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИЕ И САНИТАРНЫЕ УСЛОВИЯ В ПОМЕЩЕНИЯХ

Метеорологические условия на постоянных рабочих местах, в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий устанавливаются согласно указаниям СНиП II-Г.7-62 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования».

Нормами, приведенными в табл. 1.1, установлены допускаемые температура, относительная влажность и скорость движения воздуха в зависимости от характеристики помещений, величины избытков явного тепла, категории работ и периода года.

Рабочей или обслуживаемой зоной считается пространство высотой до 2 м над уровнем пола или площадки, на которых находятся люди или имеются рабочие места.

Постоянным считается рабочее место, на котором работающий находится большую часть времени. Если обслуживание процессов осуществляется в различных пунктах рабочей зоны, то рабочим местом считается вся рабочая зона.

В табл. 1.1 производственные помещения характеризуются удельными избытками явного тепла в $\text{ккал}/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$, под которыми подразумевается отнесенная к 1 м^3 внутреннего объема помещения разность между количеством тепла, поступающим в помещение после осуществления всех строительных и технологических мероприятий по уменьшению его, и количеством тепла, теряемым через строительные ограждения помещения.

Явное тепло, выделившееся в пределах помещения и нагретое воздух, а затем удаленное из него с воздухом местных отсосов или общеобменной вытяжки, учитывается при определении удельных избытков тепла как поступившее в помещение. Не должно учитываться только то явное тепло, которое образовалось в пределах помещения, но было удалено из него, не нагревая воздух помещения (например, с газами через дымоходы или с воздухом местных отсосов от оборудования).

«Скрытое» тепло, вносимое в воздух помещения с выделяющейся влагой, также не должно учитываться при определении удельных избытков явного тепла.

В табл. 1.1 указаны средние скорости движения воздуха, причем в тех случаях, когда приведены низший и высший пределы, следует сочетать большую скорость с более высокой температурой внутреннего воздуха и меньшую — с более низкой.

В холодный и переходный периоды года в производственных помещениях при работах средней тяжести

и тяжелых, а при применении систем отопления и вентиляции с сосредоточенной подачей воздуха также и при легкой работе скорости движения воздуха, указанные в табл. 1.1, допускается повышать до 0,7 м/сек при одновременном повышении температуры воздуха в рабочей зоне на 2° выше указанной в таблице, если это технически и экономически оправдано.

Допускаемые температуры и относительные влажности воздуха в помещениях, регламентируемые в табл. 1.1, должны соблюдаться:

в холодный период года при всех состояниях наружного воздуха в пределах от расчетных параметров А или Б (в зависимости от назначения систем вентиляции и кондиционирования воздуха) до наружной температуры 10° С;

в теплый период года при всех состояниях наружного воздуха в пределах от температуры 10° С и выше до расчетных параметров А для теплого периода.

Расчетные параметры наружного воздуха А и Б приведены в СНиП II-Г.7-62.

Допускаемые параметры внутреннего воздуха для теплого периода года (см. табл. 1.1) обязательны для всех местностей, в которых расчетная температура наружного воздуха для параметров А не превышает 25° С; в местностях, где она превышает 25° С, на постоянных рабочих местах в производственных помещениях допускается принимать более высокую температуру воздуха или сочетать ее с более высокой относительной влажностью, как указано в табл. 1.2. В общественных и жилых зданиях с повышением расчетной температуры наружного воздуха допускается соответственное повышение температуры внутри помещений.

В тех производственных помещениях, где площадь пола на одного работающего превышает 100 м^2 , а поддержание допускаемой температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха, приведенных в табл. 1.1 и 1.2, по всей площади рабочей зоны невозможно по техническим причинам или нецелесообразно по экономическим соображениям, требуемые параметры воздуха допускается обеспечивать только на постоянных рабочих местах.

В производственных помещениях, в которых по условиям технологии производства требуется искусственное регулирование температуры или температуры и относительной влажности воздуха, допускается в холодный и переходный периоды года принимать метеорологические параметры, нормируемые табл. 1.1 для теплого периода года.

В помещениях, характеризующихся значительными влаговыведениями, на постоянных рабочих местах или

Таблица 1.1
Нормы метеорологических параметров в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий

Характеристика помещений		Категория работ	Холодный и переходный периоды года (температура наружного воздуха ниже 10° С)						Теплый период года (температура наружного воздуха 10° С и выше)						
			Нормы метеорологических параметров на постоянных рабочих местах или в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий						Нормы метеорологических параметров на постоянных рабочих местах или в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий						
			оптимальные			допускаемые			оптимальные			допускаемые			
			температура воздуха в °С	относительная влажность в %	скорость движения воздуха в м/сек	температура воздуха в °С	относительная влажность в %	скорость движения воздуха в м/сек	температура воздуха в °С	относительная влажность в %	скорость движения воздуха в м/сек	температура воздуха в °С	относительная влажность в %	скорость движения воздуха в м/сек	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Производственные помещения, характеризующиеся небольшими избытками явного тепла (20 ккал/м³·ч и менее)	Легкая	18—21	60—40	не более 0,3	17—22	не более 80	не более 0,3	15—20	22—25	60—40	не более 0,3	Не более чем на 3° выше расчетной летней наружной температуры для проектирования вентиляции (расчетные параметры А), но не более 28° С	При температуре воздуха: 28° С—не более 55; 27° С—не более 60; 26° С—не более 65; 25° С—не более 70; 24° С—не более 75; 23° С и ниже—не более 80 То же	Не более 0,5	Не более чем на 3° выше расчетной температуры для проектирования вентиляции (расчетные параметры А)
	Средней тяжести	16—18	60—40	не более 0,3	15—17	не более 80	не более 0,5	13—15	20—23	60—40	не более 0,3	То же	»	Не более 0,7	То же
	Тяжелая	14—16	60—40	не более 0,3	13—15	не более 80	не более 0,5	12—14	17—20	60—40	не более 0,3	»	»	Не более 1, но не менее 0,5	»
Производственные помещения, характеризующиеся значительными избытками явного тепла (более 20 ккал/м³·ч)	Легкая	18—21	60—40	не более 0,2	17—24	не более 80	не более 0,5	15—26	22—25	60—40	не более 0,3	Не более чем на 5° выше расчетной летней температуры для проектирования вентиляции (расчетные параметры А), но не более 28° С	»	Не более 0,7	Не более чем на 5° выше расчетной наружной температуры для проектирования вентиляции (расчетные параметры А) То же
	Средней тяжести	16—18	60—40	не более 0,3	17—22	не более 80	не более 0,5	15—24	20—23	60—40	не более 0,3	То же	»	0,7—1	То же
	Тяжелая	14—16	60—40	не более 0,3	14—17	не более 80	не более 0,5	12—19	17—20	60—40	не более 0,3	»	»	1—1,5, но не менее 0,5	»
Помещения в общественных и жилых зданиях (например, гостиные)	—	19—21	60—40	не более 0,3	По соответствующим главам СНиП	—	—	—	22—25	60—40	не более 0,3	Не более чем на 3° выше расчетной наружной летней температуры для проектирования вентиляции (расчетные параметры А)	—	Не более 0,5	—

Таблица 1.2

Допускаемые метеорологические параметры на постоянных рабочих местах в теплый период года в производственных помещениях для местностей с расчетной температурой наружного воздуха теплового периода года для параметров А более 25° С

Характеристика помещения	Температура в °С	Относительная влажность в %
Производственные помещения, характеризующиеся незначительными избытками явного тепла ($20 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ и менее)	Не более чем на 3° выше расчетной температуры теплового периода для параметров А, но не более 31° С	При температуре воздуха: 31° С не более 55 30° С » 60 29° С » 65 28° С » 70 27° С » 75 26° С и ниже » 80
То же, но по условиям технологии производства требуется искусственное регулирование температуры или температуры и относительной влажности воздуха	Не более чем на 3° выше расчетной температуры теплового периода года для параметров А, но не более 30° С	При температуре воздуха: 30° С не более 55 29° С » 60 28° С » 65 27° С » 70 26° С » 75 25° С и ниже » 80
Производственные помещения, характеризующиеся значительными избытками явного тепла (более $20 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$)	Не более чем на 5° выше расчетной температуры теплового периода для параметров А, но не более 33° С	При температуре воздуха: 33° С не более 55 32° С » 60 31° С » 65 30° С » 70 29° С » 75 28° С и ниже » 80
То же, но по условиям технологии производства требуется искусственное регулирование температуры или температуры и относительной влажности	Не более чем на 5° выше расчетной температуры теплового периода года для параметров А, но не более 30° С	При температуре воздуха: 30° С не более 55 29° С » 60 28° С » 65 27° С » 70 26° С » 75 25° С и ниже » 80

в обслуживаемой зоне допускается повышение относительной влажности воздуха, приведенной в табл. 1.1 для теплового периода года. Под значительными имеются в виду такие выделения влаги, при которых тепловлажностное отношение, т. е. отношение суммарного количества явного и скрытого тепла (в ккал/ч) к количеству выделяющейся влаги (в кг/ч) менее 2000 ккал/кг . При тепловлажностном отношении менее 2000 ккал/кг , но более 1000 ккал/кг допускается повышение относительной влажности предельно на 10%, а при отношении менее 1000 ккал/кг — предельно на 20%, но в обоих случаях не выше чем до 80%. При этом температура воздуха в помещении не должна превышать 28° С.

Параметры воздуха в обслуживаемой зоне общественных и жилых помещений, указанные в табл. 1.1 для теплового периода года, относятся к помещениям, для которых по СНиП требуется определение воздухообмена по расчету (например, залы театров и ресторанов, а также аудитории).

В производственных помещениях общественных зданий (например, в кухнях, пекарнях, прачечных и др.) допускаемые параметры внутреннего воздуха должны приниматься по табл. 1.1 и 1.2 как для производственных помещений.

Кроме допускаемых метеорологических условий в табл. 1.1 приведены оптимальные условия. Они определяются наиболее благоприятными сочетаниями температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха для самочувствия большинства нормально одетых людей. Оптимальные параметры воздуха определяются характером работы, производимой человеком, и несколько различны для холодного и теплового периода года в связи с тем, что в эти периоды люди различно одеты и испытывают различные внешние воздействия.

Условия, указанные в табл. 1.1, являются опти-

мальными при пребывании людей в помещении не менее 3 ч независимо от температуры наружного воздуха. При кратковременном пребывании (менее 3 ч) людей в помещении оптимальная температура несколько выше, ее ориентировочная величина и способ определения указаны в главе 7.

Поддержание оптимальных параметров воздушной среды обязательно для следующих общественных и жилых зданий:

- 1) операционных, родильных отделений, палат для новорожденных, послеоперационных палат и палат для больных, нуждающихся в специальных метеорологических условиях, в больницах I, 2 и 3-й категорий;
- 2) зрительных залов и фойе театров;
- 3) зрительных залов кинотеатров, клубов и дворцов культуры на 600 мест и более;
- 4) обеденных залов ресторанов I разряда и столовых на 250 посадочных мест и более;
- 5) торговых залов крупных магазинов с числом рабочих мест 75 и более;
- 6) части номеров гостиниц на 500 номеров и более.

В картинных галереях, музеях, книгохранилищах и архивах общесоюзного значения для обеспечения сохранности ценностей культуры и искусства при отсутствии особых требований к внутреннему режиму следует также выбирать оптимальные параметры в качестве расчетных условий.

Поддержание оптимальных параметров воздушной среды, соответствующих категории легких работ (см. табл. 1.1), обязательно также в комнатах отдыха для работающих и в пределах ограниченных участков предназначенных для отдыха вблизи рабочего места.

Кроме перечисленных выше случаев, применение оптимальных или близких к ним параметров воздуха рекомендуется, если поддержание их не вызывает дополнительных затрат (например, применения искус-

венного охлаждения воздуха в теплый период года) или если научно-исследовательскими работами, накопленными экспериментальным материалом и соответствующими расчетами будет обоснована технико-экономическая целесообразность дополнительных капитальных затрат и эксплуатационных расходов, связанных с поддержанием таких условий в помещениях.

Независимо от принятых метеорологических условий содержание в воздухе рабочей зоны помещений ядовитых газов, паров, пыли и других аэрозолей не должно превышать предельно допустимые концентрации, указанные в СНиП II-Г.7-62 и СН 245-63 с учетом изменений и дополнений, приведенных в перечнях Министерства здравоохранения СССР № 473-64, 505а-64, 526-65, 543-65 и 620-66.

1.2. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Допускаемые и оптимальные параметры воздуха в помещениях должны обеспечиваться системами вентиляции и кондиционирования воздуха в зависимости от вида и назначения систем в пределах расчетных параметров наружного воздуха А, Б и В (см. СНиП II-Г.7-62).

При расчете систем вентиляции и кондиционирования воздуха должны приниматься:

а) для естественной и механической общеобменной вентиляции, предназначенной для борьбы с избытками тепла, влаги или газовыми вредностями, которые характеризуются предельно допустимыми концентрациями более 100 мг/м^3 , в том числе для вентиляции с испарительным охлаждением воздуха путем распыления воды внутри помещений или в оросительных камерах, — расчетные параметры наружного воздуха А;

б) для общеобменной вентиляции, предназначенной для борьбы с газовыми вредностями, которые характеризуются предельно допустимыми концентрациями 100 мг/м^3 и менее, или для компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами и технологическим оборудованием (например, горение, пневмотранспорт, сушилки и т. п.), в том числе для вентиляции с испарительным охлаждением воздуха путем распыления воды внутри помещений или в оросительных камерах, — расчетные параметры наружного воздуха Б для холодного периода и А для теплого периода года;

в) для систем воздушного душирования, предназначенных для борьбы с лучистым теплом и работающих на наружном воздухе, — расчетные параметры наружного воздуха Б; для систем воздушного душирования другого назначения — расчетные параметры наружного воздуха А для теплого периода года и Б для холодного периода года;

г) для систем кондиционирования воздуха, как правило, — расчетные параметры наружного воздуха Б;

д) для систем воздушного отопления, воздушных и воздушно-тепловых завес — расчетные параметры наружного воздуха Б для холодного периода года.

Для кондиционирования воздуха допускается принимать параметры наружного воздуха В только при обоснованных технологических требованиях

Для зданий и помещений, эксплуатируемых в течение части суток (например, только в вечерние часы), допускаются обоснованные отступления от указанных в СНиП II-Г.7-62 расчетных параметров наружного воздуха

Продолжительность стояния расчетных или более высоких, чем расчетные, теплосодержаний наружного

воздуха для ряда городов СССР в теплое время года может быть определена по табл. 1.3.

Эти данные могут приниматься при расчетах систем кондиционирования для определения расходов холода за теплый период года.

1.3. ФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУХА И ПРИМЕНЕНИЕ l - d -ДИАГРАММЫ ДЛЯ РАСЧЕТОВ

Основные физические величины, характеризующие состояние воздуха, приведены в 1-й главе I части настоящего справочника; здесь приводятся основные критерии подобия — безразмерные сочетания основных характеристик воздуха (газа, жидкости) и характерных факторов, влияющих на условия его течения или теплообмена.

Критерий Рейнольдса (число Рейнольдса) является одной из характеристик течения вязкой жидкости (воздуха, газа) и выражает отношение сил инерции к силам вязкости:

$$Re = \frac{vl\rho}{\mu},$$

где v — характерная (например, средняя по сечению, осевая и т. д.) скорость воздуха (газа или жидкости) в м/сек ;
 l — характерный линейный размер (например, диаметр канала) в м ;
 ρ — плотность в $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$;
 μ — динамическая вязкость в $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$

Критерий Фруда выражает соотношение между гравитационными и инерционными силами:

$$Fr = \frac{gl}{v^2}.$$

Критерий Архимеда является критерием подобия двух гидродинамических или тепловых явлений, при которых подъемная (архимедова) сила и сила вязкости являются определяющими

$$Ar = \frac{gl^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho - \rho_1}{\rho},$$

где ν — кинематическая вязкость в $\text{м}^2/\text{сек}$, $\nu = \frac{\mu}{\rho}$;
 g — ускорение силы тяжести в м/сек^2 .

Если изменение плотности воздуха (жидкости) вызвано изменением температуры ΔT , то $\frac{\rho - \rho_1}{\rho} = \beta \Delta T$

(где β — коэффициент объемного расширения воздуха; ΔT — разность температур между поверхностью тела и воздухом). В этом случае критерий Ar превращается в критерий Грасгофа.

Критерий Грасгофа определяет перенос тепла для случая свободной конвекции:

$$Gr = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta T.$$

Критерий Прандтля определяет процессы теплопередачи в движущихся жидкостях и газах:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu c_p \gamma}{\lambda_{\text{сек}}},$$

где a — коэффициент температуропроводности в $\text{м}^2/\text{сек}$;
 $\lambda_{\text{сек}}$ — коэффициент теплопроводности в $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{сек} \cdot \text{град}$;
 c_p — весовая теплоемкость в $\text{ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$

Таблица 1.3

Число часов стояния теплосодержания наружного воздуха в теплое время года

п/п №	Наименование географического пункта	Обозначение	Теплосодержание наружного воздуха I в ккал/кг и количество часов стояния n (при данном I) за год															
			4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
1	Абакан	I n	6,9— 7,4 214	7,5— 8 268	8,1— 8,6 256	8,7— 9,3 266	9,4— 10 255	10,1— 10,6 256	10,7— 11,3 242	11,4— 12 207	12,1— 12,7 157	12,8— 13,5 110	13,6— 14,4 63	14,5— 15,3 26	15,4— 16,1 17	16,2— 16,4 4	—	—
2	Актюбинск	I n	6,8— 7,3 262	7,4— 7,9 280	8— 8,5 313	8,6— 9,2 314	9,3— 9,9 343	10— 10,5 341	10,6— 11,2 313	11,3— 11,9 265	12— 12,6 191	12,7— 13,4 111	13,5— 14,3 44	14,4— 15,2 25	15,3— 16 10	16,1— 17 3	17,1— 18 2	18,1— 18,9 1
3	Алма-Ата	I n	7,4— 7,9 364	8— 8,5 419	8,6— 9,1 412	9,2— 9,7 435	9,8— 10,4 451	10,5— 11,1 419	11,2— 11,9 366	12— 12,7 273	12,8— 13,5 150	13,6— 14,5 63	14,6— 15,2 29	15,3— 16,1 7	16,2— 17 2	17,1— 18,2 1	18,3— 19,3 1	19,4— 19,5 1
4	Архангельск	I n	6,9— 7,4 233	7,5— 8 246	8,1— 8,6 238	8,7— 9,3 251	9,4— 10 218	10,1— 10,6 189	10,7— 11,3 129	11,4— 12 96	12,1— 12,7 65	12,8— 13,5 37	13,6— 14,4 23	14,5— 15,3 7	15,4— 16,1 5	—	17,2— 17,6 1	—
5	Астрахань	I n	6,9— 7,4 235	7,5— 8 257	8,1— 8,6 249	8,7— 9,3 249	9,4— 10 245	10,1— 10,6 320	10,7— 11,3 335	11,4— 12 377	12,1— 12,7 380	12,8— 13,5 358	13,6— 14,4 289	14,5— 15,3 212	15,4— 16,1 139	16,2— 17,1 72	17,2— 18,1 32	18,2— 19,2 14
6	Ашхабад	I n	6,8— 7,3 340	7,4— 7,9 357	8— 8,5 355	8,6— 9,2 387	9,3— 9,9 440	10— 10,5 467	10,6— 11,2 482	11,3— 11,9 484	12— 12,6 485	12,7— 13,4 388	13,5— 14,3 290	14,4— 15,2 203	15,3— 16 100	16,1— 17 40	17,1— 18 10	18,1— 18,4 3
7	Баму	I n	6,9— 7,4 276	7,5— 8 264	8,1— 8,6 264	8,7— 9,3 254	9,4— 10 275	10,1— 10,6 326	10,7— 11,3 387	11,4— 12 371	12,1— 12,7 374	12,8— 13,5 392	13,6— 14,4 435	14,5— 15,3 415	15,4— 16,1 300	16,2— 17,1 193	17,2— 18,1 68	18,2— 19,2 14
8	Барнаул	I n	6,9— 7,4 262	7,5— 8 278	8,1— 8,6 259	8,7— 9,3 247	9,4— 10 274	10,1— 10,6 268	10,7— 11,3 277	11,4— 12 224	12,1— 12,7 156	12,8— 13,5 141	13,6— 14,4 86	14,5— 15,3 55	15,4— 16,1 28	16,2— 17,1 4	17,2— 17,9 5	—
9	Батуми	I n	7— 7,5 300	7,6— 8 339	8,1— 8,7 348	8,8— 9,3 329	9,4— 9,9 344	10— 10,6 368	10,7— 11,3 341	11,4— 12,1 363	12,2— 12,8 407	12,9— 13,6 468	13,7— 14,4 452	14,5— 15,3 371	15,4— 16,2 262	16,3— 17,4 165	17,5— 18,2 68	18,3— 19,2 14
10	Бийск	I n	6,9— 7,4 271	7,5— 8 267	8,1— 8,6 260	8,7— 9,3 263	9,4— 10 289	10,1— 10,6 266	10,7— 11,3 249	11,4— 12 206	12,1— 12,7 162	12,8— 13,5 120	13,6— 14,4 82	14,5— 15,3 40	15,4— 16,1 13	16,2— 16,7 9	—	—
11	Брянск	I n	6,9— 7,4 293	7,5— 8 314	8,1— 8,6 346	8,7— 9,3 333	9,4— 10 370	10,1— 10,6 334	10,7— 11,3 276	11,4— 12 229	12,1— 12,7 153	12,8— 13,5 101	13,6— 14,4 61	14,5— 15,3 25	15,4— 16,1 7	16,2— 17,1 1	17,2— 18,1 1	—
12	Вильнюс	I n	6,9— 7,4 324	7,5— 8 367	8,1— 8,6 396	8,7— 9,3 416	9,4— 10 412	10,1— 10,6 371	10,7— 11,3 274	11,4— 12 194	12,1— 12,7 126	12,8— 13,5 71	13,6— 14,4 33	14,5— 15,3 19	15,4— 16,1 3	16,2— 16,7 2	—	—

Продолжение табл. 1.3

п/п №	Наименование географического пункта	Винэн		Теплосодержание наружного воздуха I в ккал/кг и количество часов стояния n (при данном I) за год																
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
13	Винница	I n	6,9— 7,4 334	7,5— 8 343	8,1— 8,6 391	8,7— 9,3 373	9,4— 10 398	10,1— 10,6 369	10,7— 11,3 326	11,4— 12 248	12,1— 12,7 197	12,8— 13,5 129	13,6— 14,4 63	14,5— 15,3 23	15,4— 16,1 8	16,2— 16,7 2	—	—	—	—
14	Владивосток	I n	7— 7,5 237	7,6— 8 262	8,1— 8,7 260	8,8— 9,3 255	9,4— 9,9 247	10— 10,6 265	10,7— 11,3 275	11,4— 12,1 260	12,2— 12,8 230	12,9— 13,6 198	13,7— 14,4 185	14,5— 15,3 132	15,4— 16,2 59	16,3— 17,2 28	17,3— 18,2 11	18,3— 19,3 3	—	—
15	Владимир	I n	6,9— 7,4 245	7,5— 8 286	8,1— 8,6 360	8,7— 9,3 314	9,4— 10 336	10,1— 10,6 299	10,7— 11,3 272	11,4— 12 213	12,1— 12,7 152	12,8— 13,5 98	13,6— 14,4 47	14,5— 15,3 28	15,4— 16,1 8	16,2— 16,6 3	—	—	—	—
16	Волгоград	I n	6,8— 7,4 279	7,5— 7,9 262	8— 8,6 314	8,7— 9,2 319	9,3— 9,8 349	9,9— 10,5 391	10,6— 11,2 387	11,3— 12 334	12,1— 12,7 260	12,8— 13,5 196	13,6— 14,3 81	14,4— 15,2 28	15,3— 16 7	—	—	—	—	—
17	Вологда	I n	6,9— 7,4 203	7,5— 8 239	8,1— 8,6 234	8,7— 9,3 306	9,4— 10 284	10,1— 10,6 270	10,7— 11,3 217	11,4— 12 147	12,1— 12,7 97	12,8— 13,5 67	13,6— 14,4 40	14,5— 15,3 19	15,4— 16,1 10	16,2— 17,1 3	17,2— 18,1 9	—	19,3 1	—
18	Воронеж	I n	6,9— 7,4 251	7,5— 8 262	8,1— 8,6 317	8,7— 9,3 307	9,4— 10 358	10,1— 10,6 365	10,7— 11,3 333	11,4— 12 270	12,1— 12,7 199	12,8— 13,5 137	13,6— 14,4 69	14,5— 15,3 35	15,4— 16,1 11	16,2— 16,7 6	—	—	—	—
19	Горький	I n	6,9— 7,4 284	7,5— 8 276	8,1— 8,6 319	8,7— 9,3 325	9,4— 10 284	10,1— 10,6 300	10,7— 11,3 292	11,4— 12 252	12,1— 12,7 160	12,8— 13,5 126	13,6— 14,4 73	14,5— 15,3 35	15,4— 16,1 14	16,2— 16,8 2	—	—	—	—
20	Днепропетровск	I n	6,9— 7,1 253	7,5— 8 298	8,1— 8,6 312	8,7— 9,3 373	9,4— 10 376	10,1— 10,6 437	10,7— 11,3 389	11,1— 12 390	12,1— 12,7 308	12,8— 13,5 195	13,6— 14,4 143	14,5— 15,3 59	15,4— 16,1 14	16,2— 17,1 2	17,2— 18,1 1	18,2— 19,2 1	—	20,2 1
21	Душанбе	I n	7,3— 7,8 347	7,9— 8,4 372	8,5— 9 398	9,1— 9,6 431	9,7— 10,3 527	10,1— 11 502	11,1— 11,8 100	11,9— 12,6 148	12,7— 13,1 395	13,5— 14,4 290	14,5— 15,1 181	15,2— 16 72	16,1— 16,9 23	17— 17,8 6	—	—	—	—
22	Ереван	I n	7,3— 7,8 310	7,9— 8,4 382	8,5— 9 403	9,1— 9,6 410	9,7— 10,3 461	10,1— 11 479	11,1— 11,8 434	11,9— 12,6 367	12,7— 13,4 330	13,5— 14,4 188	14,5— 15,1 109	15,2— 16 35	16,1— 16,9 7	17— 17,4 1	—	—	—	—
23	Иваново	I n	6,9— 7,4 234	7,5— 8 286	8,1— 8,6 305	8,7— 9,3 295	9,4— 10 298	10,1— 10,6 295	10,7— 11,3 263	11,4— 12 197	12,1— 12,7 152	12,8— 13,5 85	13,6— 14,4 48	14,5— 15,3 17	15,4— 16,1 10	16,2— 17,1 3	17,2— 18,1 2	18,2— 19,2 1	19,3 1	—
24	Измаил	I n	6,9— 7,4 257	7,5— 8 320	8,1— 8,6 317	8,7— 9,3 308	9,4— 10 371	10,1— 10,6 424	10,7— 11,3 387	11,4— 12 429	12,1— 12,7 391	12,8— 13,5 312	13,6— 14,4 246	14,5— 15,3 159	15,4— 16,1 74	16,2— 17,1 21	17,2— 18,1 11	18,2— 19,2 4	19,3— 19,5 1	—

Теплосодержание наружного воздуха t в ккал/кг и количество часов стояния n (при данном t) за год																					
№ п/п	Наименование географического пункта	Обозначение																			
			3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
25	Иркутск	t n	t n	6,9— 7,4 227	7,5—8 243	8,1— 8,6 259	8,7— 9,3 250	9,4— 10 223	10,1— 10,6 212	10,7— 11,3 187	11,4— 12 148	12,1— 12,7 87	12,8— 13,5 78	13,6— 14,4 41	14,5— 15,3 13	15,4— 16,1 1	16,2— 16,4 1	—	—	—	—
26	Казань	t n	t n	6,9— 7,4 277	7,5—8 271	8,1— 8,6 313	8,7— 9,3 313	9,4— 10 283	10,1— 10,6 296	10,7— 11,3 261	11,4— 12 215	12,1— 12,7 171	12,8— 13,5 129	13,6— 14,4 77	14,5— 15,3 45	15,4— 16,1 10	16,2— 17,1 2	17,2— 17,1 1	—	—	—
27	Калинин	t n	t n	6,9— 7,4 271	7,5—8 297	8,1— 8,6 343	8,7— 9,3 333	9,4— 10 345	10,1— 10,6 291	10,7— 11,3 245	11,4— 12 175	12,1— 12,7 117	12,8— 13,5 75	13,6— 14,4 51	14,5— 15,3 16	15,4— 16,1 8	16,2— 17,1 3	—	—	—	—
28	Камышин	t n	t n	6,8— 7,4 200	7,5— 7,9 247	8—8,6 287	8,7— 9,2 285	9,3— 9,8 323	9,9— 10,5 420	10,6— 11,2 362	11,3— 12 337	12,1— 12,7 278	12,8— 13,5 182	13,6— 14,3 122	14,4— 15,2 39	15,3— 16 9	16,1— 16,2 4	—	—	—	—
29	Караганда	t n	t n	7,4— 7,9 297	8—8,5 323	8,6— 9,1 317	9,2— 9,7 333	9,8— 10,4 323	10,5— 11,1 273	11,2— 11,9 210	12— 12,7 146	12,8— 13,5 65	13,6— 14,5 38	14,6— 15,2 11	15,3— 16 4	—	—	—	—	—	—
30	Кемерово	t n	t n	6,9— 7,4 248	7,5—8 272	8,1— 8,6 257	8,7— 9,3 266	9,4— 10 252	10,1— 10,6 223	10,7— 11,3 206	11,4— 12 161	12,1— 12,7 134	12,8— 13,5 98	13,6— 14,4 50	14,5— 15,3 25	15,4— 16,1 15	16,2— 17,1 5	17,2— 17,6 4	—	—	—
31	Киев	t n	t n	6,9— 7,4 266	7,5—8 287	8,1— 8,6 202	8,7— 9,3 361	9,4— 10 383	10,1— 10,6 400	10,7— 11,3 366	11,4— 12 313	12,1— 12,7 235	12,8— 13,5 145	13,6— 14,4 91	14,5— 15,3 40	15,4— 16,1 10	16,2— 16,9 3	—	—	—	—
32	Киров	t n	t n	6,9— 7,4 265	7,5—8 278	8,1— 8,6 304	8,7— 9,3 282	9,4— 10 278	10,1— 10,6 238	10,7— 11,3 202	11,4— 12 152	12,1— 12,7 117	12,8— 13,5 74	13,6— 14,4 34	14,5— 15,3 13	15,4— 16,1 3	—	—	—	—	—
33	Кишинев	t n	t n	6,9— 7,4 290	7,5—8 315	8,1— 8,6 359	8,7— 9,3 346	9,4— 10 417	10,1— 10,6 406	10,7— 11,3 431	11,4— 12 353	12,1— 12,7 349	12,8— 13,5 244	13,6— 14,4 132	14,5— 15,3 80	15,4— 16,1 25	16,2— 17,1 4	17,2— 17,6 2	—	—	—
34	Комсомольск	t n	t n	7—7,5 220	7,6—8 231	8,1— 8,7 223	8,8— 9,3 247	9,4— 10 230	10— 10,6 235	10,7— 11,3 234	11,4— 12,1 197	12,2— 12,8 185	12,9— 13,6 171	13,7— 14,4 142	14,5— 15,3 113	15,4— 16,2 101	16,3— 17,3 50	17,4— 18,2 21	18,3— 19,2 5	19,3— 19,7 1	—
35	Красноярск	t n	t n	6,9— 7,4 276	7,5—8 292	8,1— 8,6 314	8,7— 9,3 315	9,4— 10 377	10,1— 10,6 316	10,7— 11,3 431	11,4— 12 410	12,1— 12,7 388	12,8— 13,5 317	13,6— 14,4 218	14,5— 15,3 175	15,4— 16,1 109	16,2— 17,1 49	17,2— 18,1 22	18,2— 19,2 10	19,3— 20,2 2	—
36	Красноярск	t n	t n	6,9— 7,4 257	7,5—8 237	8,1— 8,6 250	8,7— 9,3 272	9,4— 10 263	10,1— 10,6 213	10,7— 11,3 199	11,4— 12 157	12,1— 12,7 124	12,8— 13,5 73	13,6— 14,4 46	14,5— 15,3 15	15,4— 16,1 8	—	—	—	—	—

Продолжение табл. 1.3

п/п №	Наименование географического пункта	Обозначение	Теплосодержание наружного воздуха t в ккал/кг и количество часов стояния n (при данном t) за год																	
			4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
37	Курск	t n	6,9— 7,4 255	7,5—8 270	8,1— 8,6 349	8,7— 9,3 333	9,4— 10 383	10,1— 10,6 357	10,7— 11,3 311	11,4— 12 250	12,1— 12,7 168	12,8— 13,5 103	13,6— 14,4 55	14,5— 15,3 21	15,4— 16,1 10	16,2— 16,7 3	—	—	—	—
38	Кустанай	t n	6,9— 7,4 280	7,5—8 270	8,1— 8,6 294	8,7— 9,3 302	9,4— 10 283	10,1— 10,6 276	10,7— 11,3 251	11,4— 12 208	12,1— 12,7 142	12,8— 13,5 82	13,6— 14,4 38	14,5— 15,3 7	15,4— 16 7	—	—	—	—	—
39	Куйбышев	t n	6,9— 7,4 233	7,5—8 283	8,1— 8,6 319	8,7— 9,3 300	9,4— 10 312	10,1— 10,6 316	10,7— 11,3 302	11,4— 12 260	12,1— 12,7 192	12,8— 13,5 136	13,6— 14,4 64	14,5— 15,3 32	15,4— 16 15	—	—	—	—	—
40	Кызыл	t n	7,4— 7,9 200	8—8,5 261	8,6— 9,1 310	9,2— 9,7 315	9,8— 10,4 290	10,5— 11,1 247	11,2— 11,9 180	12— 12,7 117	12,8— 13,5 64	13,6— 14,5 37	14,6— 15,2 12	15,3— 16,1 2	16,2— 16,8 1	—	—	—	—	—
41	Кзыл-Орда	t n	6,9— 7,1 266	7,5—8 290	8,1— 8,6 311	8,7— 9,3 326	9,4— 10 359	10,1— 10,6 379	10,7— 11,3 362	11,4— 12 302	12,1— 12,7 272	12,8— 13,5 201	13,6— 14,4 143	14,5— 15,3 80	15,4— 16,1 47	16,2— 17,1 25	17,2— 18,1 5	18,2— 18,9 4	—	—
42	Ленинабад	t n	6,8— 7,3 283	7,4— 7,9 307	8—8,5 376	8,6— 9,2 385	9,3— 9,9 446	10— 10,5 513	10,6— 11,2 530	11,3— 11,9 515	12— 12,6 437	12,7— 13,4 294	13,5— 14,3 137	14,4— 15,2 54	15,3— 16 19	16,1— 16,5 2	—	—	—	—
43	Ленинград	t n	7—7,5 308	7,6—8 315	8,1— 8,7 358	8,8— 9,3 364	9,4— 9,9 332	10— 10,6 313	10,7— 11,3 211	11,4— 12,1 141	12,2— 12,8 90	12,9— 13,6 47	13,7— 14,4 23	14,5— 15,3 11	15,4— 16 4	—	—	—	—	—
44	Львов	t n	6,9— 7,4 341	7,5—8 390	8,1— 8,6 389	8,7— 9,3 406	9,4— 10 429	10,1— 10,6 358	10,7— 11,3 320	11,4— 12 232	12,1— 12,7 157	12,8— 13,5 94	13,6— 14,4 66	14,5— 15,3 24	15,4— 16,1 1	16,2— 16,9 2	—	—	—	—
45	Магнитогорск	t n	6,9— 7,4 284	7,5—8 306	8,1— 8,6 305	8,7— 9,3 320	9,4— 10 290	10,1— 10,6 275	10,7— 11,3 219	11,4— 12 144	12,1— 12,7 100	12,8— 13,5 50	13,6— 14,4 16	14,5— 15,3 4	15,4— 16,1 2	16,2— 16,9 1	—	—	—	—
46	Махачкала	t n	6,9— 7,4 258	7,5—8 220	8,1— 8,6 231	8,7— 9,3 280	9,4— 10 305	10,1— 10,6 355	10,7— 11,3 400	11,4— 12 391	12,1— 12,7 431	12,8— 13,5 392	13,6— 14,4 350	14,5— 15,3 268	15,4— 16,1 187	16,2— 17,1 114	17,2— 18,1 39	18,2— 19,2 5	19,3— 20,1 1	20,2— 21,3 1
47	Минск	t n	6,9— 7,4 347	7,5—8 362	8,1— 8,6 388	8,7— 9,3 402	9,4— 10 375	10,1— 10,6 318	10,7— 11,3 261	11,4— 12 171	12,1— 12,7 105	12,8— 13,5 59	13,6— 14,4 30	14,5— 15,3 9	15,4— 16,1 3	16,2— 16,4 1	—	—	—	—
48	Москва	t n	6,9— 7,4 266	7,5—8 309	8,1— 8,6 401	8,7— 9,3 348	9,4— 10 361	10,1— 10,6 348	10,7— 11,3 266	11,4— 12 226	12,1— 12,7 138	12,8— 13,5 92	13,6— 14,4 49	14,5— 15,3 18	15,4— 16,1 8	16,2— 16,7 2	—	—	—	—

№ п/п	Наименование географического пункта	Общая оценка	Теплосодержание наружного воздуха <i>I</i> в ккал/кг и количество часов стояния <i>n</i> (при данном <i>I</i>) за год																	
			4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
49	Мурманск	<i>I</i> <i>n</i>	6,9— 7,4 205	7,5—8 191	8,1— 8,6 143	8,7— 9,3 113	9,4— 10 91	10,1— 10,6 39	10,7— 11,3 32	11,4— 12 17	12,1— 12,7 5	12,8 1	—	—	—	—	—	—	—	—
50	Нижний Тагил	<i>I</i> <i>n</i>	6,9— 7,4 278	7,5—8 289	8,1— 8,6 261	8,7— 9,2 238	9,4— 10 244	10,1— 10,6 217	10,7— 11,3 176	11,4— 12 124	12,1— 12,7 79	12,8— 13,5 37	13,6— 14,4 25	14,5— 15,3 10	15,4— 15,6 2	—	—	—	—	—
51	Никольск-на-Амуре	<i>I</i> <i>n</i>	7—7,5 223	7,6—8 228	8,1— 8,7 241	8,8— 9,3 185	9,4— 9,9 201	10— 10,6 197	10,7— 11,3 148	11,4— 12,1 154	12,2— 12,8 115	12,9— 13,6 70	13,7— 14,4 43	14,5— 15,3 28	15,4— 16,2 13	16,3— 17,3 6	17,4— 18 2	—	—	—
52	Новгород	<i>I</i> <i>n</i>	6,9— 7,4 287	7,5—8 302	8,1— 8,6 344	8,7— 9,3 308	9,4— 10 335	10,1— 10,6 298	10,7— 11,3 222	11,4— 12 171	12,1— 12,7 118	12,8— 13,5 76	13,6— 14,4 46	14,5— 15,3 17	15,4— 16,1 11	16,2— 17,1 3	17,2— 18,1 1	18,2— 18,3 1	—	—
53	Новосибирск	<i>I</i> <i>n</i>	6,9— 7,4 276	7,5—8 257	8,1— 8,6 240	8,7— 9,3 241	9,4— 10 277	10,1— 10,6 254	10,7— 11,3 226	11,4— 12 172	12,1— 12,7 158	12,8— 13,5 101	13,6— 14,4 63	14,5— 15,3 31	15,4— 16,1 16	16,2— 17,1 8	17,2— 18,1 1	18,2— 18,8 1	—	—
54	Одесса	<i>I</i> <i>n</i>	6,9— 7,4 253	7,5—8 280	8,1— 8,6 310	8,7— 9,3 340	9,4— 10 377	10,1— 10,6 391	10,7— 11,3 407	11,4— 12 376	12,1— 12,7 389	12,8— 13,5 305	13,6— 14,4 209	14,5— 15,3 127	15,4— 16,1 59	16,2— 17,1 18	17,2— 17,6 5	—	—	—
55	Омск	<i>I</i> <i>n</i>	6,9— 7,4 268	7,5—8 270	8,1— 8,6 261	8,7— 9,3 275	9,4— 10 267	10,1— 10,6 246	10,7— 11,3 220	11,4— 12 189	12,1— 12,7 130	12,8— 13,5 74	13,6— 14,4 44	14,5— 15,3 21	15,4— 15,7 4	—	—	—	—	—
56	Оренбург	<i>I</i> <i>n</i>	6,8— 7,4 261	7,5—8 293	8—8,6 300	8,7— 9,2 303	9,3— 9,8 321	9,9— 10,5 303	10,6— 11,2 325	11,3— 12 275	12,1— 12,7 220	12,8— 13,5 145	13,6— 14,3 91	14,4— 15,2 36	15,3— 16 16	16,1— 17 2	17,1— 17,8 2	—	—	—
57	Орел	<i>I</i> <i>n</i>	6,9— 7,4 280	7,5—8 295	8,1— 8,6 317	8,7— 9,3 365	9,4— 10 369	10,1— 10,6 343	10,7— 11,3 279	11,4— 12 250	12,1— 12,7 174	12,8— 13,5 99	13,6— 14,4 62	14,5— 15,3 20	15,4— 16,1 8	16,2— 17,1 1	17,2— 18,1 1	—	—	—
58	Павлодар	<i>I</i> <i>n</i>	6,9— 7,4 265	7,5—8 271	8,1— 8,6 292	8,7— 9,3 276	9,4— 10 284	10,1— 10,6 289	10,7— 11,3 272	11,4— 12 251	12,1— 12,7 207	12,8— 13,5 127	13,6— 14,4 78	14,5— 15,3 35	15,4— 16,1 14	16,2— 17,1 2	17,2— 17,2 2	—	—	—
59	Пенза	<i>I</i> <i>n</i>	6,9— 7,4 244	7,5—8 269	8,1— 8,6 287	8,7— 9,3 298	9,4— 10 357	10,1— 10,6 345	10,7— 11,3 292	11,4— 12 236	12,1— 12,7 185	12,8— 13,5 130	13,6— 14,4 58	14,5— 15,3 26	15,4— 16,1 8	—	—	—	—	—
60	Пермь	<i>I</i> <i>n</i>	6,9— 7,4 279	7,5—8 282	8,1— 8,6 298	8,7— 9,3 246	9,4— 10 256	10,1— 10,6 240	10,7— 11,3 195	11,4— 12 188	12,1— 12,7 133	12,8— 13,5 70	13,6— 14,4 41	14,5— 15,3 23	15,4— 16,1 14	16,2— 17,1 2	17,2— 17,2 1	—	—	—

Продолжение табл. 1.3

п/п №	Наименование географического пункта	Обозначение	Теплосодержание наружного воздуха ¹ в ккал/кг и количество часов стояния n (при данном l) за год																	
			4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
61	Петрозаводск	l n	7-7,5 321	7,6-8 306	8,1-8,7 313	8,8-9,3 325	9,4-9,9 303	10-10,6 201	10,7-11,3 143	11,4-12,1 95	12,2-12,8 53	12,9-13,6 21	13,7-14,4 13	14,5-15,2 7	-	-	-	-	-	-
62	Полтава	l n	6,9-7,4 288	7,5-8 294	8,1-8,6 321	8,7-9,3 313	9,4-10 308	10,1-10,6 301	10,7-11,3 389	11,4-12 320	12,1-12,7 242	12,8-13,5 140	13,6-14,4 78	14,5-15,3 39	15,4-16,1 7	16,2-16,4 1	-	-	-	-
63	Псков	l n	6,9-7,4 313	7,5-8 301	8,1-8,6 356	8,7-9,3 401	9,4-10 350	10,1-10,6 311	10,7-11,3 250	11,4-12 159	12,1-12,7 115	12,8-13,5 64	13,6-14,4 29	14,5-15,3 13	15,4-16,1 6	16,2-16,6 1	-	-	-	-
64	Рига	l n	7-7,5 234	7,6-8 300	8,1-8,6 306	8,7-9,3 391	9,4-10 381	10-10,6 331	10,7-11,3 241	11,4-12 183	12,2-12,8 94	12,9-13,6 64	13,7-14,4 34	14,5-15,3 12	15,4-15,9 1	-	-	-	-	-
65	Ростов-на-Дону	l n	6,9-7,4 285	7,5-8 266	8,1-8,6 280	8,7-9,3 246	9,4-10 303	10,1-10,6 379	10,7-11,3 384	11,4-12 373	12,1-12,7 359	12,8-13,5 266	13,6-14,4 177	14,5-15,3 101	15,4-16,1 52	16,2-17,1 18	17,2-17,8 7	-	-	-
66	Рязань	l n	6,9-7,4 246	7,5-8 297	8,1-8,6 277	8,7-9,3 317	9,4-10 311	10,1-10,6 320	10,7-11,3 308	11,4-12 251	12,1-12,7 157	12,8-13,5 119	13,6-14,4 83	14,5-15,3 41	15,4-16,1 14	16,2-17,1 5	17,2-17,6 2	-	-	-
67	Самарканд	l n	7,4-7,9 353	8-8,5 309	8,6-9,1 354	9,2-9,7 359	9,8-10,4 460	10,5-11,1 460	11,2-11,9 395	12-12,7 388	12,8-13,5 265	13,6-14,5 193	14,6-15,2 107	15,3-16,1 44	16,2-17 17	17,1-18,2 5	18,3-19,3 2	19,4-20,3 1	-	-
68	Саранск	l n	6,9-7,4 279	7,5-8 238	8,1-8,6 291	8,7-9,3 316	9,4-10 311	10,1-10,6 334	10,7-11,3 283	11,4-12 236	12,1-12,7 153	12,8-13,5 114	13,6-14,4 62	14,5-15,3 27	15,4-16 8	-	-	-	-	-
69	Саратов	l n	6,9-7,4 262	7,5-8 249	8,1-8,6 285	8,7-9,3 317	9,4-10 300	10,1-10,6 361	10,7-11,3 356	11,4-12 310	12,1-12,7 227	12,8-13,5 135	13,6-14,4 89	14,5-15,3 26	15,4-16,1 7	16,2-16,3 1	-	-	-	-
70	Свердловск	l n	6,9-7,4 279	7,5-8 274	8,1-8,6 283	8,7-9,3 283	9,4-10 281	10,1-10,6 256	10,7-11,3 203	11,4-12 154	12,1-12,7 90	12,8-13,5 49	13,6-14,4 30	14,5-15,3 6	15,4-15,9 2	-	-	-	-	-
71	Семипалатинск	l n	6,8-7,3 249	7,4-7,9 253	8-8,5 287	8,6-9,2 296	9,3-9,9 316	10-10,5 336	10,6-11,2 254	11,3-11,9 274	12-12,6 176	12,7-13,4 113	13,5-14,3 46	14,4-15,2 16	15,3-16 16	16,1-16,2 2	-	-	-	-
72	Смоленск	l n	6,9-7,4 333	7,5-8 332	8,1-8,6 347	8,7-9,3 374	9,4-10 375	10,1-10,6 301	10,7-11,3 249	11,4-12 163	12,1-12,7 118	12,8-13,5 69	13,6-14,4 46	14,5-15,3 21	15,4-16,1 14	16,2-17,1 7	17,2-18 2	-	-	-

Продолжение табл. 1.3

Теплосодержание наружного воздуха <i>t</i> в ккал/кг и количество часов стояния <i>n</i> (при данном <i>t</i>) за год																				
п/п №	Наименование географического пункта	Обозначение	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
73	Таллин	<i>t</i> <i>n</i>	7,5 376	7,6—8 368	8,1—8,7 431	8,8—9,3 393	9,4—9,9 352	10—10,6 270	10,7—11,3 215	11,4—12,1 123	12,2—12,8 69	12,9—13,6 28	13,7—14,4 9	14,5—15,4 3	—	—	—	—	—	—
74	Тамбов	<i>t</i> <i>n</i>	6,9—7,4 242	7,5—8 261	8,1—8,6 308	8,7—9,3 308	9,4—10 352	10,1—10,6 346	10,7—11,3 315	11,4—12 296	12,1—12,7 194	12,8—13,5 141	13,6—14,4 95	14,5—15,3 41	15,4—16,1 19	16,2—17 9	—	—	—	—
75	Ташкент	<i>t</i> <i>n</i>	6,8—7,4 339	7,5—7,9 346	8—8,6 376	8,7—9,2 411	9,3—9,8 432	9,9—10,5 454	10,6—11,2 418	11,3—12 434	12,1—12,7 400	12,8—13,5 325	13,6—14,3 173	14,4—15,2 118	15,3—16 39	16,1—17 14	17,1—18 3	18,1—18,9 3	19—19,5 1	—
76	Тал (п. Курган)	<i>t</i> <i>n</i>	7,4—7,9 319	8—8,5 345	8,6—9,1 376	9,2—9,7 390	9,8—10,4 410	10,5—11,1 387	11,2—11,9 340	12—12,7 253	12,8—13,5 163	13,6—14,5 101	14,6—15,2 41	15,3—16,1 17	16,2—17 10	17,1—18,2 5	18,3—19,3 1	19,4—20,1 1	—	—
77	Тбилиси	<i>t</i> <i>n</i>	6,8—7,4 284	7,5—7,9 304	8—8,6 306	8,7—9,2 353	9,3—9,8 464	9,9—10,5 457	10,6—11,2 470	11,3—12 507	12,1—12,7 446	12,8—13,5 382	13,6—14,3 248	14,4—15,2 117	15,3—16 43	16,1—17 13	17,1—18 1	18,1—18,9 1	—	—
78	Тобольск	<i>t</i> <i>n</i>	6,9—7,4 276	7,5—8 266	8,1—8,6 253	8,7—9,3 256	9,4—10 259	10,1—10,6 239	10,7—11,3 217	11,4—12 160	12,1—12,7 113	12,8—13,5 89	13,6—14,4 51	14,5—15,3 28	15,4—16,1 8	16,2—17,1 4	17,2—17,5 1	—	—	—
79	Тула	<i>t</i> <i>n</i>	6,9—7,4 294	7,5—8 315	8,1—8,6 329	8,7—9,3 336	9,4—10 344	10,1—10,6 326	10,7—11,3 270	11,4—12 239	12,1—12,7 172	12,8—13,5 92	13,6—14,4 51	14,5—15,3 31	15,4—16,1 14	16,2—16,7 6	—	—	—	—
80	Тюмень	<i>t</i> <i>n</i>	6,9—7,4 269	7,5—8 267	8,1—8,6 297	8,7—9,3 264	9,4—10 261	10,1—10,6 255	10,7—11,3 207	11,4—12 184	12,1—12,7 142	12,8—13,5 76	13,6—14,4 43	14,5—15,3 23	15,4—16,1 11	16,2—16,7 6	—	—	—	—
81	Ужгород	<i>t</i> <i>n</i>	6,9—7,4 313	7,5—8 345	8,1—8,6 372	8,7—9,3 409	9,4—10 402	10,1—10,6 428	10,7—11,3 392	11,4—12 325	12,1—12,7 301	12,8—13,5 201	13,6—14,4 136	14,5—15,3 85	15,4—16,1 39	16,2—17,1 8	17,2—17,6 4	—	—	—
82	Улан-Удэ	<i>t</i> <i>n</i>	7,5—8 236	8,1—8,6 223	8,7—9,2 245	9,3—9,8 245	9,9—10,5 211	10,6—11,2 218	11,3—12 212	12,1—12,8 163	12,9—13,6 112	13,7—14,6 70	14,7—15,3 38	15,4—16,2 15	16,3—17,2 4	17,3—18,2 1	18,3—18,3 1	—	—	—
83	Ульяновск	<i>t</i> <i>n</i>	6,9—7,4 265	7,5—8 287	8,1—8,6 279	8,7—9,3 311	9,4—10 318	10,1—10,6 322	10,7—11,3 270	11,4—12 230	12,1—12,7 170	12,8—13,5 137	13,6—14,4 66	14,5—15,3 35	15,4—16,1 8	16,2—17,1 3	17,2—18,1 1	—	—	—
84	Усть-Каменогорск	<i>t</i> <i>n</i>	6,9—7,4 235	7,5—8 242	8,1—8,6 276	8,7—9,3 307	9,4—10 281	10,1—10,6 279	10,7—11,3 237	11,4—12 190	12,1—12,7 176	12,8—13,5 115	13,6—14,4 62	14,5—15,3 23	15,4—16,1 8	16,2—17,1 3	17,2—17,2 1	—	—	—

Продолжение табл. 1.3

п/п	Наименование географического пункта	Обозначение	Теплосодержание наружного воздуха I в ккал/кг и количество часов сгорания n (при данном I) за год																	
			4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
85	Уфа	I n	6,9— 7,4 276	7,5—8 265	8,1— 8,6 298	8,7— 9,3 307	9,4— 10 261	10,1— 10,6 284	10,7— 11,3 260	11,4— 12 254	12,1— 12,7 178	12,8— 13,5 132	13,6— 14,4 72	14,5— 15,3 49	15,4— 16,1 23	16,2— 17,1 8	17,2— 17,6 2	—	—	—
86	Фергана	I n	7,4— 7,9 269	8—8,5 302	8,6— 9,1 334	9,2— 9,7 359	9,8— 10,4 428	10,5— 11,1 483	11,2— 11,9 466	12— 12,7 483	12,8— 13,5 422	13,6— 14,5 320	14,6— 15,2 219	15,3— 16,1 129	16,2— 17 76	17,1— 18,2 34	18,3— 19,3 21	19,4— 20,1 14	20,2— 21 5	21,1— 21,8 1
87	Фрунзе	I n	7,4— 7,9 322	8—8,5 355	8,6— 9,1 430	9,2— 9,7 443	9,8— 10,4 424	10,5— 11,1 440	11,2— 11,9 411	12— 12,7 352	12,8— 13,5 271	13,6— 14,5 129	14,6— 15,2 65	15,3— 16,1 29	16,2— 17 8	17,1— 17,6 1	—	—	—	—
88	Хабаровск	I n	6,9— 7,4 198	7,5—8 223	8,1— 8,6 235	8,7— 9,3 221	9,4— 10 214	10,1— 10,6 217	10,7— 11,3 211	11,4— 12 239	12,1— 12,7 231	12,8— 13,5 215	13,6— 14,4 210	14,5— 15,3 174	15,4— 16,1 115	16,2— 17,1 64	17,2— 18,1 37	18,2— 19,2 15	19,3— 19,4 1	—
89	Харьков	I n	6,9— 7,4 273	7,5—8 282	8,1— 8,6 310	8,7— 9,3 345	9,1— 10 355	10,1— 10,6 373	10,7— 11,3 381	11,4— 12 312	12,1— 12,7 241	12,8— 13,5 151	13,6— 14,4 109	14,5— 15,3 46	15,4— 16,1 14	16,2— 17,1 7	17,2— 18,1 5	18,2— — 1	—	—
90	Херсон	I n	6,9— 7,4 205	7,5—8 197	8,1— 8,6 240	8,7— 9,3 309	9,1— 10 317	10,1— 10,6 365	10,7— 11,3 401	11,4— 12 414	12,1— 12,7 387	12,8— 13,5 335	13,6— 14,4 259	14,5— 15,3 110	15,4— 16,1 61	16,2— 17,1 23	17,2— 17,8 3	—	—	—
91	Целиноград	I n	6,9— 7,4 274	7,5—8 273	8,1— 8,6 331	8,7— 9,3 332	9,4— 10 318	10,1— 10,6 312	10,7— 11,3 248	11,4— 12 169	12,1— 12,7 93	12,8— 13,5 32	13,6— 14,4 22	14,5— 15,3 3	15,4— — —	—	—	—	—	—
92	Чарджоу	I n	6,8— 7,3 324	7,4— 7,9 316	8—8,5 325	8,6— 9,2 378	9,3— 9,9 368	10— 10,5 466	10,6— 11,2 490	11,3— 11,9 461	12— 12,6 445	12,7— 13,4 361	13,5— 14,3 275	14,4— 15,2 186	15,3— 16 87	16,1— 17 38	17,1— 18 15	18,1— 18,3 8	—	—
93	Чебоксары	I n	6,9— 7,4 243	7,5—8 308	8,1— 8,6 292	8,7— 9,3 295	9,4— 10 321	10,1— 10,6 259	10,7— 11,3 267	11,4— 12 198	12,1— 12,7 171	12,8— 13,5 115	13,6— 14,4 55	14,5— 15,3 34	15,4— 16,1 5	16,2— 16,7 2	—	—	—	—
94	Челябинск	I n	6,9— 7,4 307	7,5—8 274	8,1— 8,6 274	8,7— 9,3 266	9,4— 10 281	10,1— 10,6 284	10,7— 11,3 220	11,4— 12 172	12,1— 12,7 130	12,8— 13,5 76	13,6— 14,4 37	14,5— 15,3 13	15,4— 16,1 7	16,2— 17,1 2	17,2— 18,1 1	—	—	—
95	Чернигов	I n	6,9— 7,4 266	7,5—8 316	8,1— 8,6 360	8,7— 9,3 355	9,4— 10 388	10,1— 10,6 352	10,7— 11,3 322	11,4— 12 289	12,1— 12,7 191	12,8— 13,5 127	13,6— 14,4 70	14,5— 15,3 33	15,4— 16,1 9	16,2— 16,8 4	—	—	—	—
96	Чита	I n	7,5—8 212	8,1— 8,6 224	8,7— 9,2 210	9,3— 9,8 219	9,9— 10,5 238	10,6— 11,2 224	11,3— 12 203	12,1— 12,8 152	12,9— 13,6 104	13,7— 14,6 85	14,7— 15,3 38	15,4— 16,2 12	16,3— 16,7 3	—	—	—	—	—
97	Ярославль	I n	6,9— 7,4 260	7,5—8 306	8,1— 8,6 301	8,7— 9,3 300	9,4— 10 325	10,1— 10,6 295	10,7— 11,3 207	11,4— 12 157	12,1— 12,7 117	12,8— 13,5 87	13,6— 14,4 34	14,5— 15,3 14	15,4— 16,1 5	16,2— 17 3	—	—	—	—

Критерий Пекле является критерием подобия для процессов конвективного теплообмена и объединяет критерии Прандтля и Рейнольдса:

$$Pe = PrRe;$$

$$Pe = \frac{vl}{a}.$$

Критерий Нуссельта — безразмерный параметр, характеризующий среднюю интенсивность конвективного теплообмена между поверхностью тела и свободным или вынужденным потоком жидкости или газа:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda},$$

где α — коэффициент теплоотдачи в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;
 λ — коэффициент теплопроводности в $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Для расчетов вентиляции помещений с избытками тепла и влаги, в том числе вентиляции с испарительным охлаждением воздуха и систем кондиционирования, следует пользоваться I — d -диаграммой проф. Л. К. Рамзина. I — d -диаграмма представляет собой графическую зависимость между основными параметрами воздуха t , Φ , I и d при заданном барометрическом давлении воздуха B .

Построение I — d -диаграммы основано на формулах, связывающих между собой эти величины:

$$d = 623 \frac{\Phi P_H}{B - \Phi P_H} \text{ г/кг}; \quad (1.1)$$

$$I = 0,24t + 0,597d + 0,00044td \text{ ккал/кг}, \quad (1.2)$$

где d — влагосодержание воздуха в г/кг сухого воздуха;
 Φ — относительная влажность воздуха в долях единицы;
 P_H — парциальное давление (упругость) водяного пара, содержащегося в воздухе при полном его насыщении, в мм рт. ст. ;
 B — барометрическое давление в мм рт. ст. ;
 I — теплосодержание (энтальпия) воздуха в ккал/кг сухого воздуха;
 t — температура воздуха в $^{\circ}\text{C}$.

I — d -диаграмму принято строить в косоугольной системе координат. Угол между направлением линий влагосодержаний d и теплосодержаний I принимается равным 135° для того, чтобы удобнее развернуть ту зону диаграммы, в которой обычно производятся построения процессов изменения состояния влажного воздуха.

На рис. 1.1 показана I — d -диаграмма влажного воздуха, построенная для барометрического давления 745 мм рт. ст.

В нижней части диаграммы построена линия значений парциального давления водяного пара. Ниже кривой насыщения $\Phi = 100\%$ на диаграмме находится область пересыщенного состояния паровоздушной смеси. Так как состояние пересыщения является неустойчивым и обычно сопровождается конденсацией, то эту область называют также областью тумана. Левую нижнюю

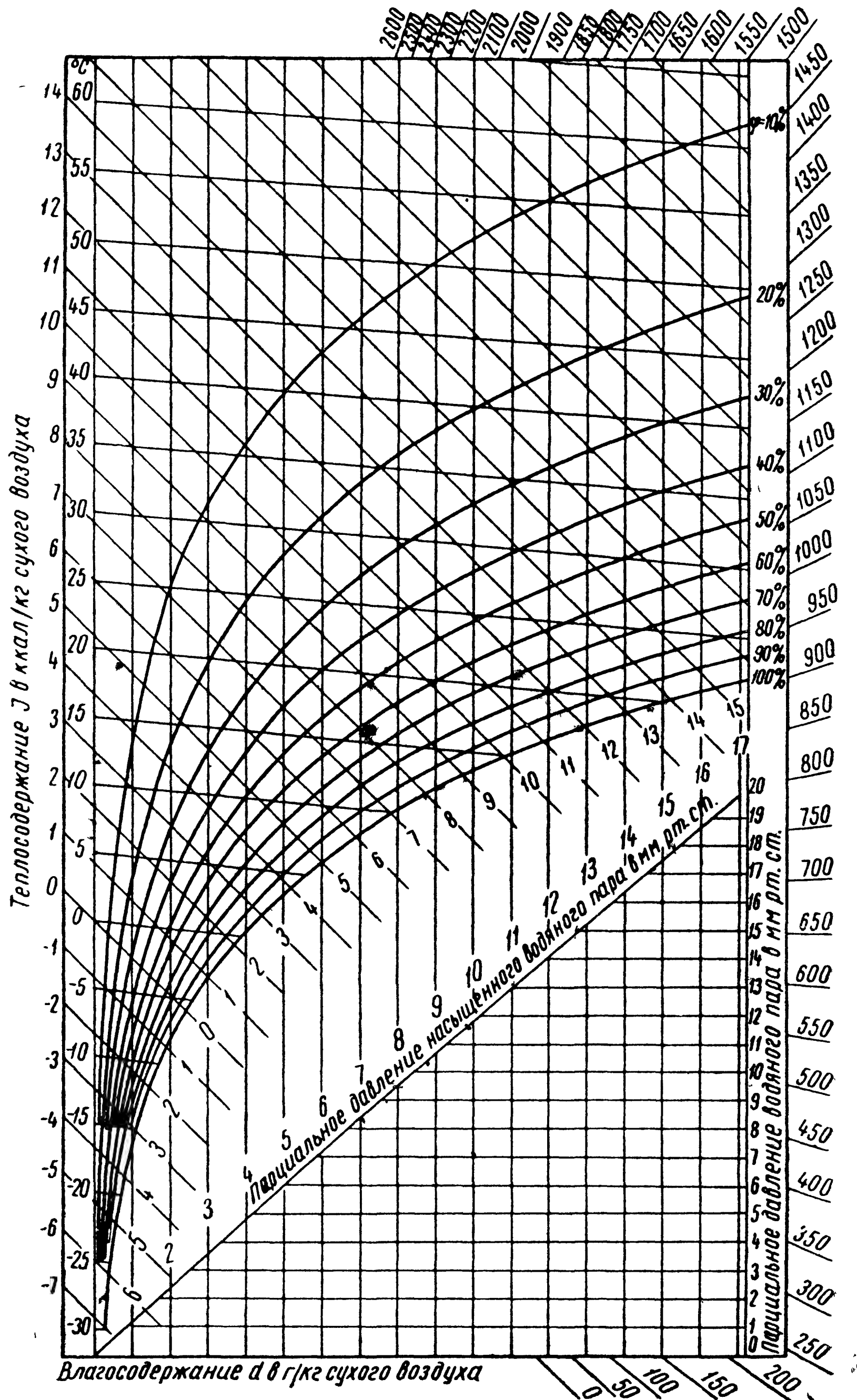


Рис. 1.1. I — d -диаграмма влажного воздуха для барометрического давления 745 мм рт. ст.

часть диаграммы для температур воздуха ниже 0° обычно строят исходя из упругости водяного пара над льдом. Область ниже кривой насыщения при $t < 0^{\circ}$ принято называть областью ледяного тумана.

Изотермы ($t = \text{const}$) на $I-d$ -диаграмме заканчиваются на кривой насыщения. В области, расположенной ниже этой кривой, при $t \geq 0^\circ$ изотермы совпадают с линиями постоянной температуры мокрого термометра t_m (см. далее). При расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха считают, что линии $t_m = \text{const}$ совпадают с линиями $I = \text{const}$; это допущение в боль-

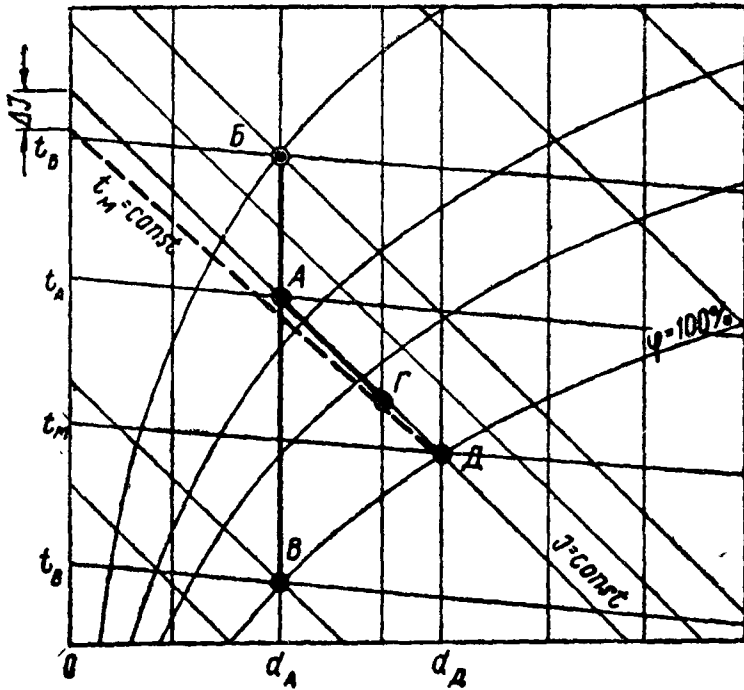


Рис. 1.2. Построение процесса на I - d -диаграмме для случая 1

шинстве случаев дает практически допустимую погрешность.

При температурах воздуха ниже 0° изотермы в области пересыщения значительно отклоняются от линий $l=\text{const}$ и принимать их совпадающими недопустимо. В этом случае необходимо выполнять построение изотерм, руководствуясь указаниями в специальной литературе.

При повышении барометрического давления кривая насыщения ($\Phi = 100\%$) и пучок кривых Φ на координатной сетке $I-d$ смещаются вверх, а при понижении давления — вниз.

Например, для барометрического давления 745 мм рт. ст. параметрам воздуха $t=18^{\circ}\text{C}$ и $\varphi=100\%$ соответствуют тепло-содержание $I=12,25$ ккал/кг* и влагосодержание $d=13,2$ г/кг*, а для барометрического давления 640 мм рт. ст. этим же параметрам соответствуют $I=13,6$ ккал/кг и $d=15,4$ г/кг. Величина изменения параметров увеличивается по мере увеличения влагосодержания воздуха.

В практике расчетов систем вентиляции и кондиционирования, как правило, следует пользоваться диаграммами, которые построены для барометрического давления, являющегося средним характерным для проектируемого объекта или для данной местности (по многолетним данным).

В табл. 4 СНиП II-Г.7-62 для каждого географического пункта дано рекомендуемое расчетное баро-

* Здесь и далее опускаются (для сокращения) слова «су-
хого воздуха».

метрическое давление, округленное до $\pm 7,5$ мм рт. ст., т. е. давления выбраны с интервалом через 15 мм рт. ст.

Зная два параметра влажного воздуха (например, I и t) и барометрическое давление для расчетных условий, на соответствующей I — d -диаграмме легко найти все остальные величины.

Допустим (случай 1), что воздух, имеющий начальные параметры, обозначенные точкой A на рис. 1.2, нагревается в калориферах, т.е. его влагосодержание не изменяется. Этот процесс будет протекать по линии $d = \text{const}$ и может закончиться в точке B . При этом температура и теплосодержание воздуха увеличатся, а относительная влажность уменьшится.

При охлаждении воздуха, состояние которого характеризуется той же точкой A , без изменения его влагосодержания процесс будет направлен вниз, также по линии $d = \text{const}$. Если при таком охлаждении относительная влажность воздуха достигнет 100%, то его состояние будет характеризоваться точкой B . Дальнейшее охлаждение воздуха будет сопровождаться конденсацией влаги и образованием тумана.

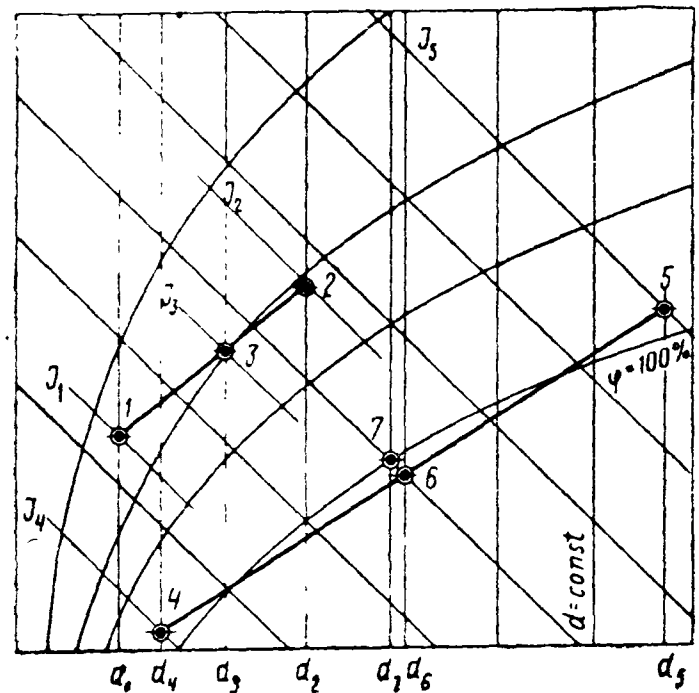


Рис. 1.3. Построение процесса на $I-d$ -диаграмме для случая 2

Точка B называется *точкой росы* для воздуха, имеющего параметры A (и всех состояний воздуха при влагосодержания d_A), а температура t_B — *температурой точки росы*.

Разность температур $\Delta t = t_A - t_B$ принято называть *гигрометрической разностью температур*.

Любой точке, расположенной на какой-либо линии $d = \text{const}$, соответствует лишь одно значение температуры точки росы и одна величина гигрометрической разности температур.

В практике проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха принято считать, что при увлажнении воздуха без подвода или отвода тепла изменение состояния воздуха происходит по линии $I = \text{const}$, как это показано на рис. 1.2 отрезком $АГ$. Такое изменение состояния называют *адиабатическим* или *изоэнтальпическим процессом*, а линию $I = \text{const}$ — *адиабатой* или *изоэнтальпой*.

Температура, соответствующая точке D на пересечении линии $I = \text{const}$ с кривой насыщения $\varphi = 100\%$, называется температурой мокрого (или влажного) термометра. В технике кондиционирования воздуха эту температуру принято обозначать t_m . Разность температур $\Delta t = t_A - t_m$ называют психрометрической разностью температур. Любой точке, расположенной на какой-либо линии $I = \text{const}$, соответствует лишь одно значение t_m , так как в практике обычных расчетов принято считать, что линия $I = \text{const}$ является и линией постоянной температуры мокрого термометра. При необходимости точных расчетов следует учитывать, что истинные линии $t_m = \text{const}$ несколько отклоняются от линий $I = \text{const}$, как это показано на рис. 1.2 пунктирной линией.

Для построения истинных линий $t_m = \text{const}$ (если они не нанесены на $I-d$ -диаграмме) можно пользоваться формулой

$$\Delta I = \frac{d_{t_m}}{1000} t_m, \quad (1.3)$$

где ΔI — величина отклонения теплосодержания на ординате $d=0$ диаграммы $I-d$ (см. рис. 1.2) в ккал/кг;

d_{t_m} — влагосодержание воздуха при температуре мокрого термометра в г/кг;

t_m — температура мокрого термометра в град.

Как видно из сказанного, температура точки росы и температура мокрого термометра являются также основными параметрами влажного воздуха, при помощи которых могут быть определены при известном барометрическом давлении все остальные его параметры. На этом основано, в частности, определение состояния влажного воздуха по измеренным температурам сухого и мокрого термометров.

При измерении температуры при помощи аспирационного психрометра, т. е. при обдувании шарика мокрого термометра со скоростью около 2,5 м/сек, измеренная величина t_m близка к истинной и ее значением можно пользоваться при расчетах по $I-d$ -диаграмме. При других скоростях воздуха для перехода от измеренного значения t_m к истинному существуют таблицы и графики, которые можно найти в специальной литературе.

На рис. 1.3 показано построение на $I-d$ -диаграмме процесса смешения воздуха (случай 2).

Смешивая воздух, характеризуемый параметрами I_1 и d_1 (точка 1), с воздухом, имеющим параметры I_2 и d_2 (точка 2), получим параметры смеси в точке 3 на прямой, соединяющей точки 1 и 2. Положение точки 3, характеризующей состояние смеси, зависит от веса сухого воздуха в ее компонентах, причем отношение длины отрезков 1—3 к 3—2 обратно пропорционально отношению веса воздуха параметров I_1 и d_1 к весу воздуха параметров I_2 и d_2 .

Так же решается на $I-d$ -диаграмме и обратная задача, т. е. определение веса сухого воздуха в каждом компоненте смеси, если известны состояние воздуха после его смешения, общий вес смеси и параметры компонентов.

В координатной сетке I и d удобнее решать такие задачи, пользуясь отношением

$$\frac{I_2 - I_{\text{см}}}{I_{\text{см}} - I_1} = \frac{d_2 - d_{\text{см}}}{d_{\text{см}} - d_1} = \frac{G_1}{G_2} \quad (1.4)$$

или

$$\frac{I_2 - I_{\text{см}}}{I_2 - I_1} = \frac{d_2 - d_{\text{см}}}{d_2 - d_1} = \frac{G_1}{G_{\text{см}}}, \quad (1.5)$$

где d_1 и d_2 , I_1 и I_2 — влагосодержание и теплосодержание компонентов соответственно в г/кг и ккал/кг;
 $d_{\text{см}}$ и $I_{\text{см}}$ — влагосодержание и теплосодержание смеси соответственно в г/кг и ккал/кг;
 G_1 и G_2 — вес сухого воздуха в компонентах смеси с параметрами соответственно I_1 и d_1 , I_2 и d_2 в кг;
 $G_{\text{см}}$ — вес сухого воздуха в смеси в кг.

В некоторых случаях, смешивая два количества ненасыщенного воздуха, можно получить смесь с параметрами, лежащими ниже кривой насыщения ($\varphi = 100\%$).

На рис. 1.3 показано построение процесса смешения для такого случая, когда смешивается воздух с параметрами точек 4 и 5. Точка 6 характеризует параметры смеси. Так как воздух в точке 6 будет находиться в состоянии пересыщения, то будет образовываться туман и состояние воздуха не будет устойчивым. Смесь перейдет в более устойчивое состояние (точка 7) по линии изотермы, которая в этой области совпадает с линией $t_m = \text{const}$. Как указывалось выше, в большинстве случаев допустимо принимать, что это изменение состояния происходит по линии $I = \text{const}$. При переходе состояния смеси из точки 6 в точку 7 выделится (сконденсируется) влага в количестве $d_6 - d_7$ г/кг сухого воздуха.

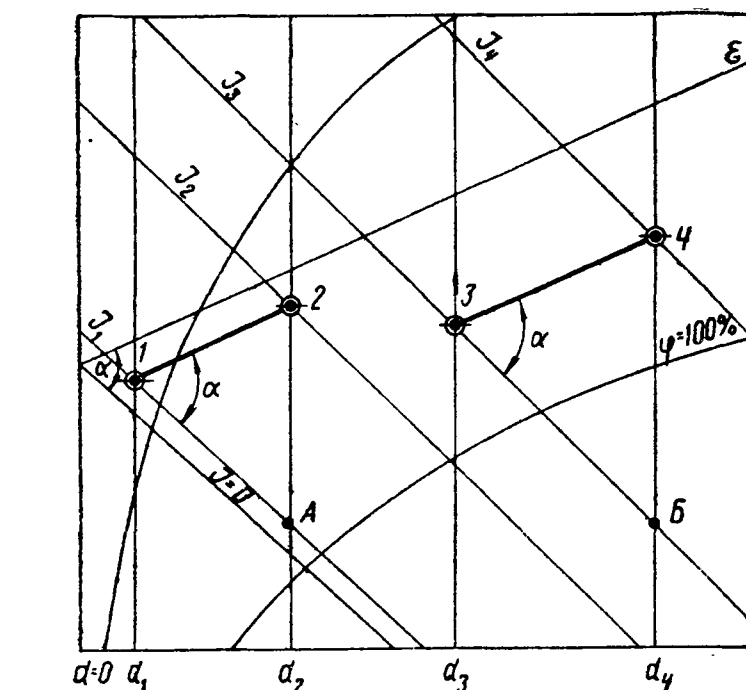


Рис. 1.4. Построение процесса на $I-d$ -диаграмме для случая 3

В общем случае изменение состояния воздуха связано с изменением его теплосодержания I и одновременно влагосодержания d . Поэтому каждый процесс изменения состояния воздуха на $I-d$ -диаграмме может быть выражен в виде отношения (рис. 1.4)

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \text{ ккал, г} \quad (1.6)$$

или в более удобной для расчета форме

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} 1000 = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 \text{ ккал, кг}. \quad (1.7)$$

Это отношение усвоенного (или отданного) воздухом количества тепла к количеству влаги называется тепловлажностным отношением ϵ .

Проведя на I — d -диаграмме любую другую прямую, например 3—4, параллельную линии 1—2 (см. рис. 1.4), из подобия треугольников 1А2 и 3Б4 получим

$$\frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} = \frac{I_4 - I_3}{d_4 - d_3} = \varepsilon = \text{const.} \quad (1.8)$$

Таким образом, угол α между направлением луча процесса и линией $I = \text{const}$ определяет единственное значение тепловлажностного отношения. Поэтому иногда величину $\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} 1000$ называют *угловым масштабом*.

Для облегчения построения ε на полях I — d -диаграммы (см. рис. 1.1) нанесены линии тепловлажност-

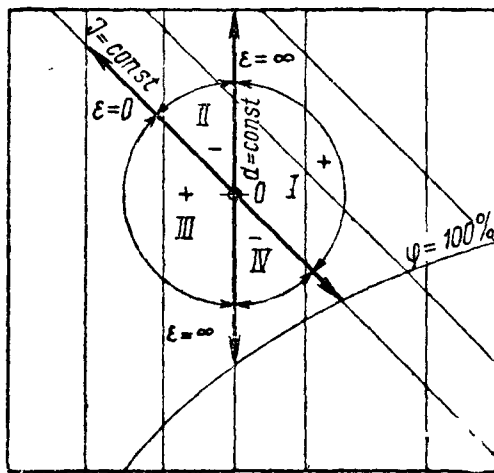


Рис. 1.5. Направления процессов на I — d -диаграмме
I—IV — номера секторов

ных отношений и написаны их величины. Линии ε проводятся из начала координат I — d -диаграммы, т. е. из точки $I=0$ и $d=0$. Соединяя начало координат с продолжением соответствующей величины углового масштаба, нанесенной на полях, получаем луч, характеризующий направление процесса для данного значения тепловлажностного отношения. В зависимости от характера процесса лучи ε имеют различное направление, и значение ε может быть положительным или отрицательным.

Например, для состояния паровоздушной смеси, характеризуемой точкой O на рис. 1.5, все возможные изменения состояния могут быть определены как протекающие в четырех так называемых секторах, границами которых являются линии $d = \text{const}$ и $I = \text{const}$.

При неизменном влагосодержании ($\Delta d = 0$) значение $\varepsilon = \pm \infty$; при неизменном теплосодержании ($\Delta I = 0$) значение $\varepsilon = \pm 0$.

В пределах сектора I все изменения состояния воздуха происходят с положительным приращением тепло- и влагосодержания, поэтому значения ε в нем положительны. В пределах сектора II приращение теплосодержания положительно, а приращение влагосодержания отрицательно и значения ε в нем отрицательны. В секторе III приращения тепло- и влагосодержания отрицательны, и значения ε всегда положительны. В секторе IV изменения состояния воздуха происходят с отрицательным приростом теплосодержания и положительным приростом влагосодержания, поэтому значения ε в нем отрицательны.

Построение на I — d -диаграмме различных процессов изменения состояния воздуха — нагревания, охлаждения, осушки, увлажнения и др. — подробно разбирается далее в соответствующих главах настоящего справочника.

1.4. ОРГАНИЗАЦИЯ ВОЗДУХООБМЕНОВ

А. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

Для обеспечения необходимых санитарных условий в помещениях устраивают вентиляцию с естественным движением воздуха или механическим побуждением.

Вентиляцию с механическим побуждением устраивают: а) при невозможности обеспечения естественного воздухообмена за счет гравитационного и ветрового давлений; б) при необходимости обработки приточного воздуха перед его подачей в помещение (очистка, охлаждение, увлажнение, нагревание и т. д.).

Устройство в одном помещении вытяжной вентиляции с механическим побуждением и естественным движением воздуха может осуществляться только при полной компенсации удаляемого воздуха организованным механическим или естественным притоком. Устройство одновременно механического и естественного притока допустимо только при полном обеспечении помещения в том же объеме соответственно организованной механической или естественной вытяжкой.

Б. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНОВ

В производственных помещениях с объемом на одного работающего менее 20 м^3 должен быть предусмотрен воздухообмен, обеспечивающий подачу наружного воздуха в количестве не менее $30 \text{ м}^3/\text{ч}$, а в помещениях с объемом от 20 до 40 м^3 — не менее $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ на человека. В производственных помещениях без фонарей и окон подача наружного воздуха должна быть не менее $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ на одного работающего.

В помещениях с объемом на одного работающего более 40 м^3 (при наличии окон и фонарей и при отсутствии выделений вредных веществ) допускается предусматривать периодически действующую естественную вентиляцию помещений. Во всех случаях должно быть обеспечено соблюдение нормируемых условий воздушной среды.

Наиболее эффективным способом вентиляции является удаление вредных веществ непосредственно в местах их выделения при помощи укрытий и местных отсосов, к которым относятся зонты, бортовые отсосы, вытяжные шкафы и др. Конструкции и расчеты местных отсосов даны в главе 11. В случае невозможности удаления вредных веществ при помощи местных отсосов или при неполном удалении вредных веществ через них устраивают общеобменную вентиляцию, рассчитываемую на разбавление поступающих в помещение вредных веществ до допустимых пределов. Если в помещении происходит одновременно выделение тепла и вредных газов или только вредных газов, которые легче воздуха, кроме местных отсосов от производственного оборудования необходимо устройство общеобменной вытяжки из верхней зоны помещения в размере не менее однократного обмена в 1 ч.

В заблокированных зданиях добавочную вытяжку из верхней зоны следует предусматривать лишь в тех пролетах, куда непосредственно поступают вредные газы и пары. Для помещений высотой более 6 м дополнительную вытяжку допускается рассчитывать принимая условно высоту помещения равной 6 м .

В помещениях, в которых в теплый период года наружный воздух предусматривается подавать без обработки и в холодный период поступление неподогретого наружного воздуха недопустимо, количество воздуха, подаваемого системами приточной вентиляции с механическим побуждением, должно быть достаточным для обеспечения требуемого состояния воздушной среды в рабочей зоне при температуре наружного воздуха, соответствующей переходному периоду года.

При отсутствии специальных требований к температуре вводимого в помещение воздуха рекомендуется проверку достаточности воздухообмена производить для температуры наружного воздуха 10°C и тепло содержания, соответствующего этой температуре и относительной влажности 70%.

Данные по определению воздухообменов в производственных помещениях приведены в главах 2, 3 и 6.

В. ПОДАЧА И УДАЛЕНИЕ ВОЗДУХА

Подача и удаление воздуха при механической вентиляции в зависимости от наличия вредных веществ должны предусматриваться согласно данным табл. 1.4 и рассчитываться согласно указаниям главы 8.

Подача приточного воздуха должна производиться в зоны с наименьшим загрязнением воздуха, вытяжка — из зон с наибольшим загрязнением.

Подача воздуха на постоянные рабочие места, находящиеся в непосредственной близости к источникам выделения вредных веществ (например, при сварке, окраске и др.), при невозможности устройства эффективного местного отсоса должна производиться непосредственно в зону дыхания рабочего.

В помещениях с незначительными тепловыделениями и при отсутствии газовых, пылевых и других вредных веществ применяют сосредоточенную подачу воздуха, рассчитывая ее так, чтобы скорости воздуха в рабочей зоне не превышали допустимые, приведенные в табл. 1.1.

Подача приточного воздуха в помещения должна производиться так, чтобы воздушные струи не встречали препятствий в виде сплошных строительных конструкций и оборудования.

В системах приточной вентиляции и кондиционирования воздуха следует применять рециркуляцию воздуха, если это экономически оправдано и гигиенически допустимо.

При применении рециркуляции количество подаваемого наружного воздуха на одного работающего долж-

Таблица 1.4

Подача и удаление воздуха в зависимости от характера вредных веществ

№ п/п	Характер вредных веществ	Вытяжка	Приток
1	Значительные тепловыделения ¹ :	Из верхней зоны	В рабочую зону
2	Значительные влаговыведения ² : а) при рассредоточенном выделении с температурой испаряемой жидкости менее 40°C и без значительных выделений тепла б) при сосредоточенном выделении пара от аппаратов, с температурой испаряемой жидкости более 40°C и необходимости борьбы с образованием тумана	То же »	В верхнюю зону с применением возможно меньшего количества приточных струй В две зоны — в рабочую с температурой, близкой к температуре рабочей зоны, и в верхнюю с температурой при высоте помещения 3,5—4 м — $25-30^{\circ}\text{C}$, при высоте помещения 4—6 м — $35-40^{\circ}\text{C}$, при высоте помещения более 6 м — $50-60^{\circ}\text{C}$
3	Значительные газовыделения и пылевыведения и удаление воздуха через местные отсосы	—	В верхнюю зону с небольшими скоростями
4	Значительные газовыделения при общеобменной вентиляции	Если объемный вес газов меньше объемного веса воздуха — из верхней зоны; если объемный вес газов больше объемного веса воздуха — $\frac{2}{3}$ объема из нижней зоны и $\frac{1}{3}$ из верхней	То же
5	Значительные пылевыведения при общеобменной вентиляции	Из нижней зоны	»
6	Совместное выделение тепла и газов (независимо от их объемного веса) при общеобменной вентиляции (когда имеются избытки тепла при расчетных параметрах наружного воздуха Б для холодного периода года).	Из верхней зоны	В рабочую зону
7	Совместное выделение тепла и пыли от сосредоточенных высокотемпературных источников и общеобменной вентиляции	То же	То же
8	В жилых, общественных и вспомогательных зданиях ³	»	В верхнюю зону

¹ При выделениях тепла от низкотемпературных источников (например, от электродвигателей текстильных машин и др.), размещенных рассредоточенно по площади помещения, рекомендуется, если это экономически целесообразно, устройство вытяжных отверстий в нижней зоне в непосредственной близости к источникам тепла с осуществлением при этом притока в верхнюю зону.

² Подача воздуха в верхнюю зону для помещений большей высоты может быть заменена соответствующей установкой отопительно-рециркуляционных агрегатов или при незначительной потребности в расходе тепла установкой нагревательных приборов.

³ Подача и удаление воздуха в зрительных залах рассмотрены в главе 6.

не соответствовать требованиям, изложенным в п. 1.4 «Б», а в помещениях без фонарей и окон количество наружного воздуха, кроме того, должно быть не менее 10% всего количества подаваемого воздуха. Подаваемый в помещения воздух при рециркуляции не должен содержать вредных примесей (газы, пары, пыль) более 30% предельно допустимых концентраций для воздуха рабочей зоны с тем, однако, чтобы общее содержание вредных примесей в воздухе рабочей зоны не превышало предельно допустимых концентраций.

Применение полной или частичной рециркуляции воздуха не допускается: а) в помещениях, в воздухе которых содержатся болезнетворные микроорганизмы (например, в помещениях для сортировки шерсти, тряпичных изделий и т. п.), ядовитые газы, пары и пыль (по перечню, утверждаемому Главным санитарно-эпидемиологическим управлением Министерства здравоохранения СССР), резко выраженные неприятные запахи (например, производства клееварочное, салотопенное и т. п.); б) в помещениях с производствами, отнесенными по пожарной опасности к категориям А и Б.

Примечание. В нерабочее время допускается работа пылевых систем на рециркуляцию, если это не противоречит требованиям пожаро- и взрывоопасности.

Приточно-вытяжная вентиляция сообщающихся между собой помещений должна исключать возможность поступления воздуха из помещений, имеющих большие выделения вредностей, взрывоопасных газов, паров и пыли, в помещения с меньшими выделениями вредностей или не имеющие этих выделений.

Для этого в помещениях с вредными выделениями, расположенных среди «чистых» помещений, приток должен осуществляться в меньшем объеме, чем вытяжка. Разница в объемах вытяжки и притока компенсируется за счет подачи приточного воздуха в смежные помещения.

Разницу между вытяжкой и притоком принимают от 0,5- до 5-кратного обмена в 1 ч в зависимости от количества дверей и других проемов, выходящих в смежные помещения, рассчитывая ее так, чтобы скорость движения воздуха в одновременно открытых проемах не превышала 0,5 м/сек, если к ней не предъявляются специальные требования.

В помещениях, в которых по технологическим или каким-либо другим соображениям требуется поддерживать условия, отличающиеся от условий в смежных помещениях, создают подпор, т. е. превышение притока над вытяжкой, рассчитывая его по скорости движения воздуха в одновременно открытых проемах и ориентируясь на указания, приведенные в главе 7 данного справочника.

Г. ЗОНАЛЬНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Если создание нормируемых условий воздушной среды во всем помещении невозможно или нецелесообразно, применяют способы вентиляции, обеспечивающие необходимые параметры воздуха в ограниченных зонах помещений, — воздушные души и оазисы, радиационные кабины и комнаты отдыха у рабочих мест.

Данные по устройству и расчету воздушных душей приводятся в главе 9.

Радиационные кабины (рис. 1.6) применяются при высоких температурах в цехе (28°C и выше) и облучении более $1800 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$. При устройстве кабин рекомендуется выбирать: температуру стен и воздуха

$15\text{--}17^{\circ}\text{C}$; температуру стен $10\text{--}14^{\circ}\text{C}$ и воздуха $25\text{--}30^{\circ}\text{C}$; температуру одной или двух стен $0\text{--}2^{\circ}\text{C}$, остальных стен и воздуха $25\text{--}30^{\circ}\text{C}$.

Комнаты отдыха располагаются вблизи рабочих мест и служат для периодического пребывания людей. В них должны обеспечиваться оптимальные метеорологические условия (см. табл. 1.1). Подача наружного воздуха в комнаты отдыха должна быть не менее $30 \text{ м}^3/\text{ч}$ на одного человека. Общий объем подаваемого воздуха определяется из условия ассимиляции тепла, выделяемого людьми и поступающего через ограждающие конструкции комнаты.

Для достижения лучшего охлаждающего эффекта дополнительно к вентиляции следует устраивать радиационное охлаждение в виде панелей из гладких труб, располагаемых в стенах и питаемых холодной водой. Панели рекомендуются располагать в двух противоположных стенах или под углом. Площадь, занимаемая панелями, должна составлять $\frac{2}{3}$ площади стен, а высота панелей — 1,5 м.

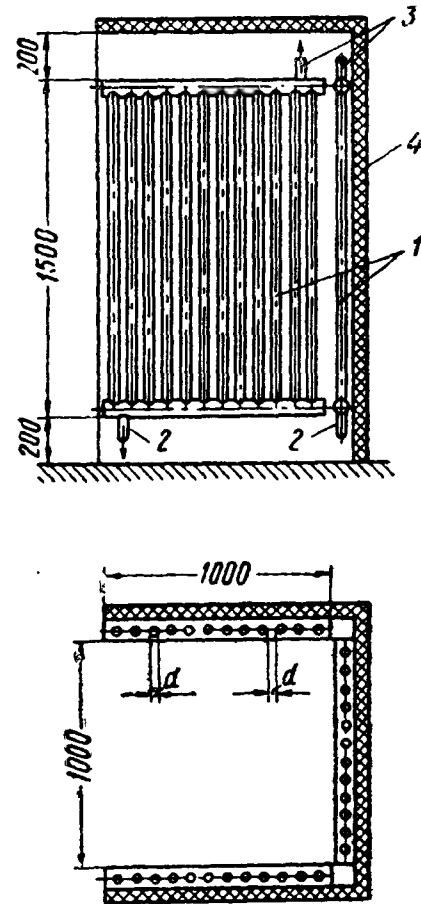


Рис. 1.6. Схема кабин с радиационным охлаждением

1 — охлаждаемые панели из гладких труб; 2 и 3 — вход и выход хладагента; 4 — теплоизоляционные ограждения

1.5. РАЗМЕЩЕНИЕ ВОЗДУХОПРИЕМНЫХ ОТВЕРСТИЙ И ВЫБРОСНЫХ УСТРОЙСТВ

А. РАСПОЛОЖЕНИЕ ВОЗДУХОЗАБОРОВ И ВЫБРОСОВ ВОЗДУХА

Воздух, подаваемый системами вентиляции с механическим побуждением, должен забираться снаружи из наименее загрязненной зоны. В случае невозможности по местным условиям обеспечить забор воздуха из незагрязненной зоны приточный воздух следует подвергать очистке.

Воздухоприемные отверстия приточных систем с механическим побуждением, как правило, следует предусматривать в стенах зданий. Допускается также применение отдельно стоящих воздухоприемных устройств. Воздухоприемные отверстия должны размещаться на высоте не менее 2 м от уровня земли, а при заборе воздуха из зеленой зоны — на высоте не менее 1 м до низа отверстий.

Не рекомендуется забирать воздух над кровлями зданий. При заборе воздуха над кровлей здания необходимо соблюдать следующие условия: отверстия для

выбросов грязного воздуха должны располагаться, как правило, выше воздухоприемных; отверстия для забора наружного воздуха и вытяжные отверстия для удаления воздуха из систем общеобменной вентиляции или воздуха, подвергнутого очистке от пыли (см. далее главу 4), могут располагаться на одинаковой высоте при горизонтальном расстоянии между ними не менее 10 эквивалентных диаметров (по площади) выхлопной трубы, но не менее 10 м. При меньшем горизонтальном расстоянии до места выброса забор наружного воздуха должен производиться в пределах круга на плоскости кровли, который описан радиусом, равным высоте выбросной трубы над кровлей, причем выброс вредностей должен быть не менее чем на 2 м выше забора воздуха.

При наличии над кровлей выбросов воздуха, удаляемого местными отсосами и загрязненного вредными газами и пылью, отверстия для забора наружного воздуха допускается располагать над кровлей в случаях, когда расчетом или данными анализов будет доказано, что концентрация вредностей в месте забора не превышает 30% предельно допустимой в воздухе рабочей зоны помещений.

Воздухозабор следует располагать с наветренной стороны (по господствующему направлению ветра) по отношению к дымовым трубам, вентиляционным, технологическим и другим выбросам, а также возможно дальше от открывающихся фонарей и нагретых поверхностей кровли.

Выброс в атмосферу загрязненного воздуха должен предусматриваться, как правило, над кровлей зданий. Выброс воздуха, который удаляется механической вентиляцией через отверстия в стенах без устройства шахт, выведенных выше кровли, не допускается. В виде исключения выброс может предусматриваться через отверстия, устроенные в стенах и окнах, если вредности не будут заноситься в другие помещения. Выброс в атмосферу взрывоопасных газов должен производиться на расстоянии по горизонтали, равном не менее 10 эквивалентных диаметров (по площади) выбросной трубы, но не менее 20 м от места выброса дымовых газов. Технологические выбросы, а также выбросы воздуха, удаляемого местными отсосами, которые содержат пыль, ядовитые газы и пары, подлежат, как правило, очистке перед выбросом их в атмосферу.

Степень очистки воздуха от вредностей и высота труб для удаления как очищенных, так и неочищенных выбросов должны определяться из условий: а) чтобы на территории предприятия в зонах забора наружного

воздуха для систем вентиляции и кондиционирования воздуха концентрация пыли, ядовитых газов и паров не превышала 30% предельно допустимых концентраций в воздухе рабочей зоны производственных помещений; б) чтобы за счет рассеяния выбросов максимальные разовые концентрации ядовитых веществ в атмосферном воздухе населенных мест не превышали предельно допустимые, указанные в СН 245—63 и в перечне Министерства здравоохранения СССР № 692—67.

Б. РАССЕИВАНИЕ ВРЕДНОСТЕЙ, ВЫБРАСЫВАЕМЫХ ЧЕРЕЗ ФОНАРИ, КРЫШНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ И ШАХТЫ

Для уменьшения загрязнения воздуха на территории промышленного предприятия вредности не следует выбрасывать в зоны ветровой аэродинамической тени от здания и ветрового подпора перед зданием.

Граница аэродинамической тени для отдельно стоящего здания с длиной l (в направлении, перпендикулярном потоку ветра) более 10 высот здания $H_{зд}$, приведена на рис. 1.7.

Зависимость высоты аэродинамической тени $h_{а.т}$ от расстояния ее от кромки здания l приведена в табл. 1.5.

При длине здания $l < 10 H_{зд}$ высота аэродинамической тени уменьшается. На участке от места срыва потока у кромки здания до места наибольшей высоты аэродинамической тени граница последней мо-

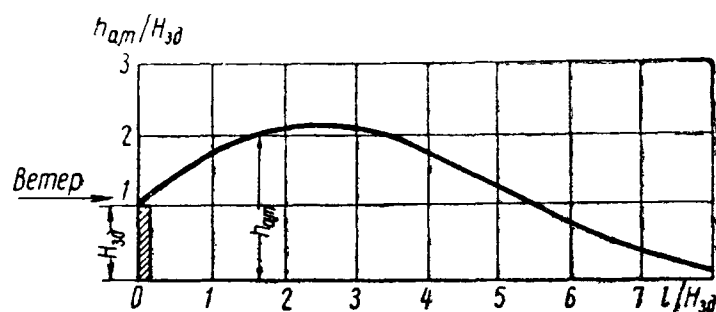


Рис. 1.7. Граница аэродинамической тени отдельно стоящего здания

жет быть определена умножением величины превышения аэродинамической тени над зданием ($h_{а.т} - H_{зд}$), определенной по табл. 1.5, на коэффициент k_1 (табл. 1.6).

Граница высоты аэродинамической тени для зданий с длиной фасада более $10 H_{зд}$

Таблица 1.5

$l/H_{зд}$	0	1	2	2,5	3	4	5	6	7	8	8,5
$h_{а.т}/H_{зд}$	1	1,75	2,2	2,2	2,1	1,7	1,3	0,75	0,35	0,05	0,04

Значения поправочных коэффициентов k_1 при длине фасада здания менее $10 H_{зд}$ (к табл. 1.5)

Таблица 1.6

$l/H_{зд}$	0,1	0,25	0,5	0,75	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
k_1	0,1	0,16	0,22	0,27	0,32	0,45	0,55	0,64	0,71	0,78	0,84	0,9	0,95	1

Далее, граница аэродинамической тени близка к прямой, наклоненной к горизонту под углом 22° . Когда перед зданием с подветренной стороны находятся другие здания, высота аэродинамической тени над ним будет меньше. В этом случае для определения превышения аэродинамической тени над зданием за расчетную высоту здания $H_{зд}$ следует принимать ту его часть, которая обдувается ветром, а за нулевой уровень (от которого следует отсчитывать высоту аэродинамической тени) — горизонтальную линию, проходящую через точку a (рис. 1.8).

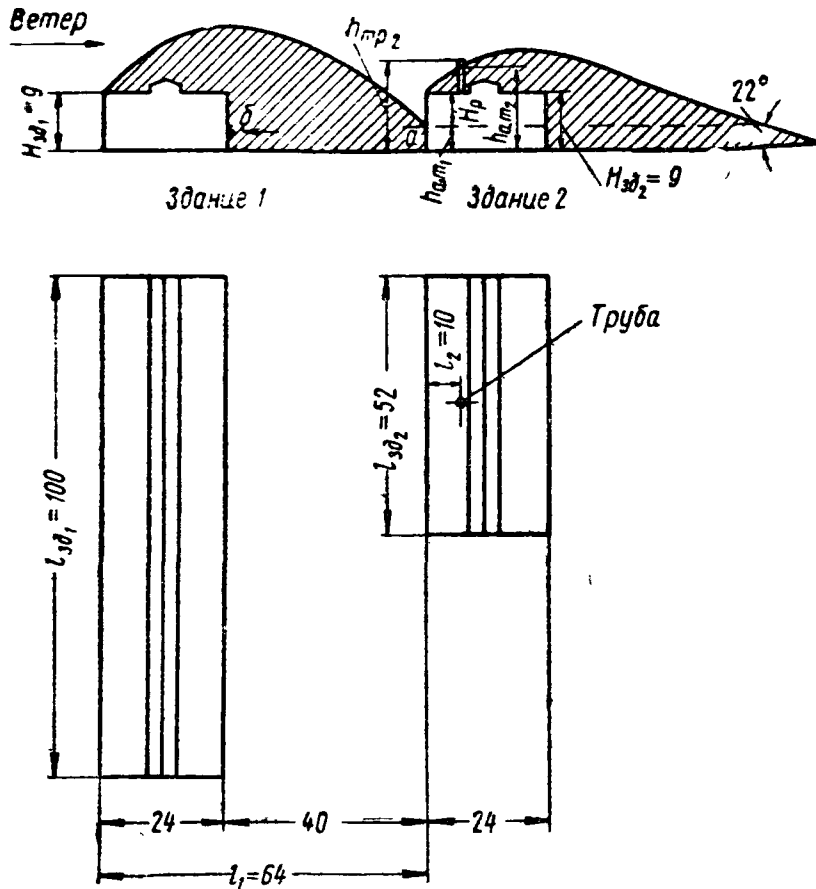


Рис. 1.8. Схема границ аэродинамической тени для двух зданий

Граница зоны подпора определяется по схеме (рис. 1.9) и при помощи графика (рис. 1.10).

При выбросе вредностей максимальная их концентрация в приземном слое определяется по формулам: через фанари

$$C_{\max} = \frac{0,16m}{v_B H_{зд}} \text{ мг/м}^3; \quad (1.9)$$

через трубы и шахты вытяжной вентиляции и технологических установок

$$C_{\max} = \frac{k_2 M}{v_B H_{зд}^2} \text{ мг/м}^3, \quad (1.10)$$

где m — количество выбрасываемых вредностей, приходящееся на 1 м длины фасада здания (или части фасада), для которой производится расчет, в г/ч;
 v_B — скорость ветра в м/сек;
 $H_{зд}$ — высота здания в м;

k_2 — коэффициент, зависящий от отношения высоты трубы $h_{тр}$ к высоте аэродинамической тени $h_{а.т}$ в месте расположения трубы; в случае выброса вредностей в зоне аэродинамической тени при $h_{тр} < h_{а.т}$ величина k_2 принимается равной 0,57, при $h_{тр} > h_{а.т}$ — определяется по табл. 1.7 (где $h_{тр}$ — высота трубы или шахты от уровня земли в м);
 M — общее количество выбрасываемых вредностей в г/ч.

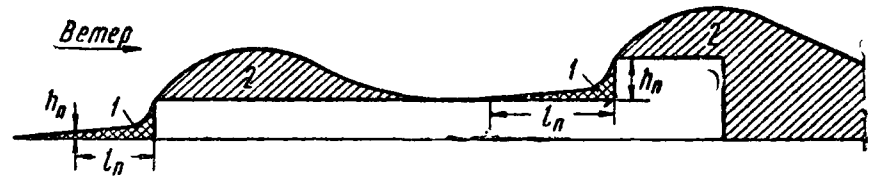


Рис. 1.9. Схема границ зон подпора и аэродинамической тени для здания со сложным профилем

1 — зона подпора; 2 — зона аэродинамической тени; $h_{п}$ и $l_{п}$ — высота и длина зоны подпора

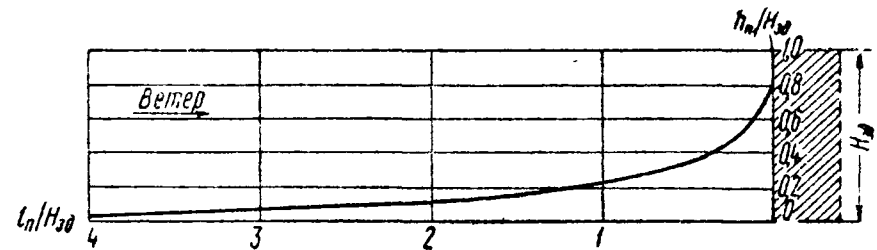


Рис. 1.10. Граница зоны подпор отдельно стоящего здания

Таблица 1.7

Значение коэффициента k_2

$h_{тр}/h_{а.т}$	До 1	1,03	1,05	1,1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3
k_2	0,57	0,07	0,065	0,061	0,052	0,045	0,04	0,037	0,033	0,03

По формуле (1.9) также можно определять концентрацию вредностей от равномерно распределенных на крыше дефлекторов, шахт и крышных вентиляторов.

Максимальные концентрации вредностей в зоне аэродинамической тени в приземном слое за зданием с фонарями, низкими шахтами, дефлекторами и крышными вентиляторами наблюдаются на расстоянии $(2 \div 3) H_{зд}$. На заветренном фасаде здания концентрация вредностей равна 60% максимальной.

Концентрация вредностей в приземном слое по мере удаления от места наибольшей концентрации по направлению ветра определяется по формуле

$$C_{x1} = \frac{C_{\max}}{e^n} \text{ мг/м}^3, \quad (1.11)$$

где $n = 0,1 \left(\frac{x_1}{H_{зд}} - 2,5 \right)$;

x_1 — расстояние от места наибольшей концентрации в м;
 e^n — основание натуральных логарифмов в степени n (табл. 1.8).

При одновременном выбросе вредностей через трубу, фанари, шахты, дефлекторы и крышные вентиляторы их максимальная концентрация в приземном слое

Таблица 1.8

Значения e^n

n	e^n	n	e^n	n	e^n	n	e^n	n	e^n
0,00	1	0,48	1,62	1,15	3,16	2,6	13,46	4,2	66,69
0,01	1,01	0,5	1,65	1,2	3,32	2,65	14,15	4,4	81,45
0,02	1,02	0,52	1,68	1,25	3,49	2,7	14,88	4,6	99,48
0,03	1,03	0,54	1,72	1,3	3,67	2,75	15,64	4,8	121,51
0,04	1,04	0,56	1,75	1,35	3,86	2,8	16,44	5	148,41
0,05	1,05	0,58	1,79	1,4	4,06	2,85	17,29	5,2	181,27
0,06	1,06	0,6	1,82	1,45	4,26	2,9	18,17	5,4	221,41
0,07	1,07	0,62	1,86	1,5	4,48	2,95	19,11	5,6	270,43
0,08	1,08	0,64	1,9	1,55	4,71	3	20,09	5,8	330,3
0,09	1,09	0,66	1,93	1,6	4,95	3,05	21,11	6	403,43
0,1	1,11	0,68	1,97	1,65	5,21	3,1	22,2	6,2	492,75
0,12	1,13	0,7	2,01	1,7	5,47	3,15	23,34	6,4	601,85
0,14	1,15	0,72	2,05	1,75	5,75	3,2	24,53	6,6	735,1
0,16	1,17	0,74	2,1	1,8	6,05	3,25	25,79	6,8	897,85
0,18	1,2	0,76	2,14	1,85	6,36	3,3	27,11	7	1096,6
0,2	1,22	0,78	2,18	1,9	6,69	3,35	28,5	7,2	1339,4
0,22	1,25	0,8	2,23	1,95	7,03	3,4	29,96	7,4	1636
0,24	1,27	0,82	2,27	2	7,39	3,45	31,5	7,6	1998,2
0,26	1,3	0,84	2,32	2,05	7,77	3,5	33,11	7,8	2440,6
0,28	1,32	0,86	2,36	2,1	8,17	3,55	34,81	8	2981
0,3	1,35	0,88	2,41	2,15	8,58	3,6	36,6	8,2	3641
0,32	1,38	0,9	2,46	2,2	9,02	3,65	38,47	8,4	4447,1
0,34	1,41	0,92	2,51	2,25	9,49	3,7	40,45	8,6	5431,7
0,36	1,43	0,94	2,56	2,3	9,97	3,75	42,52	8,8	6634,2
0,38	1,46	0,96	2,61	2,35	10,49	3,8	44,7	9	8103,1
0,4	1,49	0,98	2,66	2,4	11,02	3,85	46,99	9,2	9897,1
0,42	1,52	1	2,72	2,45	11,59	3,9	49,4	9,4	12 088
0,44	1,55	1,05	2,86	2,5	12,18	3,95	51,93	9,6	14 765
0,46	1,58	1,1	3	2,55	12,81	4	54,6	10	22 026

находится на оси, проходящей через трубу по направлению ветра, и определяется как сумма концентраций, найденных по формулам (1.9)–(1.11).

При одновременном выбросе вредных веществ через несколько труб их максимальная концентрация находится на линии, проходящей между этими трубами, равна сумме концентраций, создаваемых в данной точке каждым из источников вредных веществ, и определяется по схеме, приведенной на рис. 1.11 (см. далее пример 1.3).

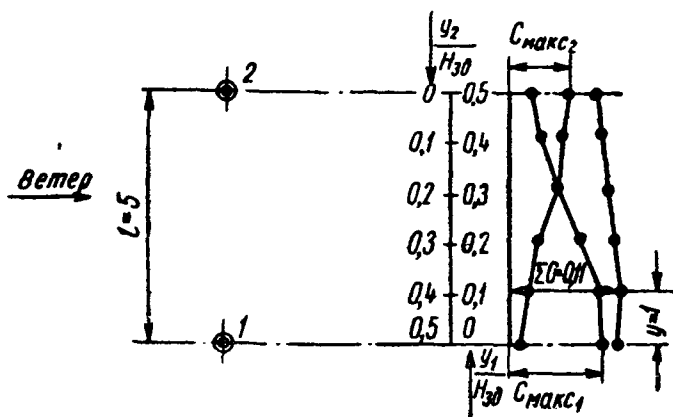


Рис. 1.11. Схема определения максимальной концентрации вредных веществ в приземном слое при выбросе из двух труб

Максимальная концентрация вредных веществ на расстоянии y от оси факела определяется по формуле

$$C_y = k_3 C_{\text{макс}} \text{ мг/м}^3, \quad (1.12)$$

где $C_{\text{макс}}$ — максимальная концентрация вредных веществ на оси факела в мг/м³;

k_3 — коэффициент, зависящий от относительного удаления заданной точки от оси факела $y/H_{\text{зд}}$ по перпендикуляру и определяемый по табл. 1.9.

Таблица 1.9

Изменение концентрации вредных веществ при удалении от оси факела

$y/H_{\text{зд}}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
k_3	1	0,95	0,78	0,56	0,36	0,2	0,1	0,045	0,02	0,005	0,0025

Шахты и трубы, из которых выбрасываются значительные количества вредных веществ, рекомендуется делать без зонтов, так как последние сбивают факел вредных веществ вниз, в зону аэродинамической тени.

При выбросе вредных веществ через трубу, имеющую высоту от уровня земли, которая превышает утроенную высоту аэродинамической тени от уровня земли, концентрацию вредных веществ в приземном слое рекомендуется определять по данным п. 1.5 «В».

Пример 1.1. Определить концентрацию хлора в точке 6 (в месте забора воздуха), выбрасываемого через фонтан здания 1 (см. рис. 1.8), при направлении ветра слева направо со скоростью $v_{\text{в}} = 3$ м/сек, количестве выбрасываемого воздуха 100 000 м³/ч; концентрации хлора 1,4 мг/м³. Высота здания $H_{\text{зд1}} = 9$ м и его длина $l_{\text{зд1}} = 100$ м.

Решение. 1. Количество хлора, приходящееся на 1 м длины фасада здания:

$$m = \frac{100\,000 \cdot 1,4}{1000 \cdot 100} = 14 \text{ г/ч.}$$

2. Максимальная концентрация хлора в приземном слое между зданиями 1 и 2 по формуле (1.9):

$$C_{\text{макс}} = \frac{0,16 \cdot 14}{3 \cdot 9} = 0,083 \text{ мг/м}^3.$$

3. Концентрация хлора на заветренном фасаде здания в месте забора воздуха:

$$C = 0,083 \cdot 0,6 = 0,05 \text{ мг/м}^3,$$

что значительно меньше допустимой $1 \cdot 0,3 = 0,3$ мг/м³.

Пример 1.2. Определить максимальную концентрацию сероводорода в приземном слое за зданием 2 (см. рис. 1.8), выбрасываемого через трубу, а также высоту трубы, устье которой должно быть расположено выше границы аэродинамической тени здания 2, при скорости ветра $v_{\text{в}} = 3$ м/сек и количестве выбрасываемого сероводорода $M = 5000$ г/ч. Высота здания $H_{\text{зд1}} = 9$ м.

Решение. 1. Определяем высоту аэродинамической тени здания 1 у фасада здания 2.

Расстояние от кромки срыва ветра у здания 1 до фасада здания 2 $l_1 = 64$ м, следовательно, $\frac{l_1}{H_{\text{зд1}}} = \frac{64}{9} \approx 7$.

Длина здания 2 $l_{\text{зд2}} = 52$ м. Расстояние от фасада здания 2 до оси трубы $l_2 = 10$ м.

По табл. 1.5 находим отношение $h_{\text{а.т1}}/H_{\text{зд1}} = 0,35$, откуда

$$h_{\text{а.т1}} = 9 \cdot 0,35 = 3,2 \text{ м.}$$

2. Расчетная высота здания 2

$$H_{\text{р.зд2}} = 9 - 3,2 = 5,8 \text{ м.}$$

3. Высота аэродинамической тени здания 2 в месте расположения трубы

$$\frac{l_2}{H_{\text{р.зд2}}} = \frac{10}{5,8} = 1,7.$$

По табл. 1.5 путем интерполяции находим $h_{a.t_2}/H_{p.зд_2} = 2.07$, откуда высота аэродинамической тени от уровня точки *a* будет:

$$h_{p.a.t_2} = 5.8 \cdot 2.07 = 12 \text{ м.}$$

Так как длина здания 2 менее $10H_{p.зд_2}$, вводим поправочный коэффициент k_1 по табл. 1.6 $\frac{l_{зд_2}}{H_{p.зд_2}} = \frac{52}{5.8} = 9$. Следовательно, $k_1 = 0.95$.

Высота аэродинамической тени от уровня земли в месте расположения трубы

$$h_{a.t_2} = 3.2 - 12 \cdot 0.95 = 14.6 \text{ м.}$$

Принимаем высоту трубы от уровня земли $h_{тр_2} = 15 \text{ м.}$

4. Отношение высоты трубы к высоте аэродинамической тени в месте расположения трубы $\frac{h_{тр_2}}{h_{a.t_2}} = \frac{15}{14.6} = 1.03$. По табл. 1.7 находим коэффициент $k_2 = 0.07$.

5. Максимальная концентрация сероводорода в приземном слое по формуле (1.10)

$$C_{\max} = \frac{0.07 \cdot 5000}{3.9^2} = 1.45 \text{ мг/м}^3,$$

что составляет $\frac{1.45}{10} \cdot 100 = 14.5\%$ допустимой концентрации.

Пример 1.3. Определить суммарную максимальную концентрацию хлора в приземном слое за зданием при выбросе загрязненного воздуха из двух труб (см. рис. 1.11). Валовый выброс хлора через трубу 1 $M_1 = 50 \text{ г/ч}$ и через трубу 2 $M_2 = 30 \text{ г/ч}$.

Здание находится на открытом месте. Высота здания 10 м . Расстояние между трубами $l = 5 \text{ м}$. Расчетная скорость ветра $v_B = 3 \text{ м/сек}$. Выброс производится в зону аэродинамической тени.

Решение. 1. Максимальные концентрации хлора по формуле (1.10):

по оси трубы 1

$$C_{\max_1} = \frac{0.57 \cdot 50}{3 \cdot 10^2} = 0.095 \text{ мг/м}^3;$$

по оси трубы 2

$$C_{\max_2} = \frac{0.57 \cdot 30}{3 \cdot 10^2} = 0.057 \text{ мг/м}^3.$$

2. Пользуясь данными табл. 1.9, по формуле (1.12) находим концентрации хлора на разных расстояниях y от осей факелов у труб 1 и 2. Складывая величины концентрации хлора от выброса каждой трубы, получаем график суммарных концентраций. Как видно из графика, суммарная максимальная концентрация равна 0.11 мг/м^3 и находится на расстоянии $y = 1 \text{ м}$ от трубы 1.

В. РАССЕИВАНИЕ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ПРИ ПОМОЩИ ВЫСОКИХ ТРУБ

При выбросе вредностей через высокие трубы загрязнение атмосферы заводской территории происходит только при значительных ее размерах. В основном же загрязняется территория, находящаяся за пределами предприятия.

Расчет рассеивания вредностей, выбрасываемых через высокие трубы для агломерационных фабрик черной металлургии, фабрик производства обожженных окатышей черной металлургии, агломерационных фабрик цветной металлургии, конверторных цехов, доменного производства, мартеновских цехов, электросталеплавильных цехов, производства серной кислоты контактным способом, производства элементарной серы, нефтеперерабатывающих заводов установки каталитического риформинга, термического и каталитического крекинга, гидроочистки, АТ и АВТ, разделения и изомеризации ксилола, очистки масел) и котельных, следует произво-

дить согласно «Указаниям по расчету рассеивания в атмосфере вредных веществ (пыли и сернистого газа), содержащихся в выбросах промышленных предприятий» (СН 369—67).

Для других вредных веществ, не входящих в вышеуказанный перечень производств, рекомендуется пользоваться методикой П. И. Андреева.

В зависимости от условий при расчете рассеивания вредностей по методу Андреева приходится решать четыре задачи.

Первая задача — определение максимальной концентрации вредностей у поверхности земли и расстояния от этого места до источника загрязнения при заданной высоте трубы — решается следующим образом.

1. Определяется возвышение воздушной струи над устьем трубы Δh по формуле

$$\Delta h = \frac{1.9 d v_0}{v_B \varphi} \text{ м,} \quad (1.13)$$

где d — диаметр устья трубы в м;

v_0 — скорость выхода газовой струи из устья трубы в м/сек;

v_B — расчетная скорость ветра на высоте 10 м в м/сек;

φ — поправочный коэффициент на скорость ветра, зависящий от высоты трубы, принимаемый по табл. 1.10.

Таблица 1.10

Изменение величины φ в зависимости от высоты трубы

Высота трубы h от уровня земли в м	Величина φ
10	1
20	1.15
40	1.3
60	1.4
80	1.46
100	1.5
120	1.54
140	1.57
160	1.6
180	1.63
200	1.65

2. Определяется эффективная высота выброса вредностей H по формуле

$$H = h + \Delta h \text{ м,} \quad (1.14)$$

где h — высота трубы от уровня земли в м.

3. Определяется максимальная концентрация вредностей у поверхности земли $C_{x_{\max}}$ по формуле

$$C_{x_{\max}} = \frac{235 M_0}{v_B H^2} \text{ мг/м}^3, \quad (1.15)$$

где M_0 — количество пыли или газа, выбрасываемого через трубу, в г/сек.

4. Определяется расстояние от источника загрязнения до места максимальной концентрации по формуле

$$x_{\max} = 20H \text{ м.} \quad (1.16)$$

Вторая задача — определение необходимой высоты трубы h , обеспечивающей допустимую концентрацию вредностей у поверхности земли, — решается следующим образом.

1. Определяется необходимая эффективная высота выброса H по формуле

$$H = \sqrt{\frac{235 M_0}{v_B C_{\max}}} \text{ м,} \quad (1.15a)$$

где $C_{\text{макс}}$ — допустимая максимально разовая концентрация вредных веществ на уровне земли.

2. Определяется возвышение воздушной струи над устьем трубы по формуле (1.13), причем коэффициент Φ принимается по табл. 1.10, задаваясь высотой трубы.

3. Определяется необходимая высота трубы по формуле

$$h = H - \Delta h \text{ м.} \quad (1.14a)$$

Третья задача — определение допустимой концентрации вредных веществ в воздухе, выбрасываемом через трубу, — решается следующим образом.

1. Определяется возвышение воздушной струи над устьем трубы по формуле (1.13).

2. Определяется эффективная высота выброса по формуле (1.14).

3. Определяется максимальное количество вредных веществ, которое можно выбросить в атмосферу, по формуле

$$M_0 = \frac{C_{\text{макс}} v_{\text{в}} H^2}{235} \text{ г сек.} \quad (1.15a)$$

4. Определяется допустимая концентрация вредных веществ в выбрасываемом воздухе по формуле

$$C_0 = \frac{1000 M_0}{L} \text{ мг/м}^3, \quad (1.17)$$

где L — количество выбрасываемого воздуха в $\text{м}^3/\text{сек}$.

Четвертая задача — определение концентрации вредных веществ у поверхности земли в заданной точке при заданной высоте трубы — решается в следующем порядке.

1. Определяется возвышение воздушной струи над устьем трубы по формуле (1.13).

2. Определяется эффективная высота выброса по формуле (1.14).

3. Определяется концентрация вредных веществ C_x у поверхности земли на оси потока по направлению ветра на заданном расстоянии x от источника выделения вредных веществ:

$$C_x = \frac{K M_0}{1000 v_{\text{в}}} \text{ мг/м}^3, \quad (1.18)$$

где $K = 1000k$ — увеличенная в 1000 раз условная (при $M_0 = 1 \text{ г/сек}$ и $v_{\text{в}} = 1 \text{ м/сек}$) концентрация вредных веществ k в мг/м^3 у поверхности земли, определяемая по табл. 1.11 в зависимости от H и x .

Таблица 1.11

Значения условных концентраций вредных веществ K в мг/м^3 у поверхности земли в зависимости от эффективной высоты выброса H и расстояний x

Расстояние от источни- ка загрязне- ния воздуха x в м	$K=k \cdot 10^3$ при эффективной высоте выброса H в м																		
	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
200	120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	490	55	—	0,39	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
400	590	170	30	2,95	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
500	560	260	85	18,5	3,1	0,41	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
600	480	270	130	43	13	3,2	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
700	380	250	145	66,5	27,5	9,5	2,9	0,75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
800	310	230	150	83	40	18	7,3	2,4	0,73	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
900	240	185	135	92	52	28,5	12,5	5,7	2,3	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1000	210	173	130	94	61	35	20	10,2	4,7	2,05	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—
1100	185	153	122	91	63,5	42	26	14	7,8	3,8	1,7	0,78	—	—	—	—	—	—	—
1200	155	136	113	89	65,2	42,3	29,4	19	10,7	6,3	3,2	1,6	0,73	—	—	—	—	—	—
1300	135	120	106	84	65,2	47,5	33,5	22,4	15	8,8	5	2,7	1,5	0,75	—	—	—	—	—
1400	112	109	94	78,5	62	48	34	26	17,4	10,7	6,9	4,4	2,4	1,3	0,65	—	—	—	—
1500	108	97	86	73,5	59,5	47	36	26,5	18,8	13,3	8,5	5,7	3,4	2,05	1,13	0,63	—	—	—
1600	93	87	78	68	56,6	46	37	28	20,8	14,8	10,4	7,2	4,5	3	1,8	1,1	0,61	—	—
1700	85	78	71	64,5	53,4	45	36,5	28,7	21,9	16,3	11,9	8,8	5,9	4	2,4	1,6	0,98	0,6	—
1800	76	72	65	57,5	50	42,5	35,5	29	22,7	17,6	13	9,5	7,1	4,8	3,3	2,2	1,42	0,87	0,58
1900	67	64	59	54	47,5	41,5	35	29	23,2	18,6	14,4	10,8	7,9	5,9	3,9	3	1,97	1,3	0,86
2000	60	58	55	50	45	39	33,5	28,4	23,5	19,3	15,2	11,7	8,8	7,1	4,8	3,5	2,4	1,75	1,16
2200	52	49	48	43	39,4	35	31	27	23	19,4	16	13	8,9	7,9	6,5	4,8	3,6	2,65	1,96
2400	45	42	40	37	34,5	31,5	28,5	25	22	19	16,3	13,6	11,3	9,15	7,4	5,9	4,4	3,6	2,7
2600	37	36	34,5	33	31	28,5	25,5	23,5	21	18,5	16,2	14	11,7	10,05	8,3	6,9	5,7	4,6	3,46
2800	31	30,5	30	29	27,5	25,5	24	22	19,8	17,7	15,7	13,9	12,2	10,3	8,9	7,6	6,3	5,25	4,15
3000	27	26,8	26	25	24	22,5	21	19,5	17,8	16,2	14,9	13,3	11,8	10,4	9	7,8	6,6	5,65	4,65
3200	24,8	24	23,5	23	21,5	20,5	19,5	18,2	16,9	15,6	14,3	12,9	11,7	10,3	9,3	8,1	7,1	6,2	5,3
3400	21,8	20	20	20	19,5	18,5	17,7	16,6	15,6	14,6	13,4	12,3	11,2	10,1	9,1	8,2	7,2	6,3	5,5
3600	19,6	19	18,5	18,1	17,5	17	16	15,3	14,4	13,5	12,5	11,7	10,7	9,75	8,9	8,1	7,3	6,45	5,75
3800	17,5	17	16,5	16,7	16	15,5	14,7	14,2	13,4	12,6	11,9	11,1	10,4	9,5	8,7	7,9	7,2	6,5	5,85
4000	16	15,5	15,3	15,1	14,7	14,1	13,7	13,1	12,5	11,9	11,2	10,5	9,8	9,1	8,5	7,8	7,15	6,45	5,9
5000	10,2	10,1	9,9	9,7	9,5	9,4	9,2	8,9	8,6	8,4	8	7,8	7,4	7,1	6,7	6,4	6	5,7	5,4
6000	7	7	6,95	6,9	6,8	6,8	6,6	6,5	6,3	6,2	6,1	5,9	5,7	5,6	5,4	5,1	5	4,75	4,55
7000	5,25	5,2	5,15	5,1	5	5	5	4,9	4,8	4,7	4,6	4,5	4,5	4,4	4,2	4,1	4	3,85	3,75
8000	4	4	3,98	3,95	3,9	3,9	3,9	3,8	3,78	3,72	3,68	3,64	3,6	3,5	3,4	3,4	3,3	3,2	3,12
9000	3,2	3,2	3,2	3,2	3,15	3,1	3,1	3,05	3,04	3	3	2,95	2,9	2,9	2,8	2,8	2,7	2,68	2,63
10 000	2,56	2,56	2,55	2,55	2,5	2,5	2,5	2,45	2,45	2,42	2,4	2,38	2,36	2,34	2,32	2,3	2,25	2,22	2,18

Примечания: 1. Значения $K = k \cdot 10^3$, выделенные жирным шрифтом, являются максимальными при данной эффективной высоте выброса H . Соответствующие им значения x являются расстояниями от источников загрязнения до точек максимальных концентраций.

2. Данная таблица заимствована из работы П. И. Андреева «Расстояние в воздухе газов, выбрасываемых промышленными предприятиями» (Госстройиздат, 1952) с дополнениями значений K , рассчитанных Гипротисом для эффективной высоты выброса 20, 30 и 40 м.

В случае, когда заданная точка находится в стороне от оси потока выбросов на расстоянии y , концентрация вредностей C_{x1y} определяется по формуле

$$C_{x1y} = \frac{C_{x1}}{e^n} \text{ мг/м}^3, \quad (1.19)$$

где C_{x1} — концентрация вредностей на расстоянии x_1 от источника загрязнения по оси потока выброса, определяемая по формуле (1.18);

e — основание натуральных логарифмов;

$$n = \left(\frac{y}{0,05x_1} \right)^2;$$

x_1 — расстояние от источника загрязнения до основания нормали, проведенной из рассматриваемой точки к оси потока выбросов в м.

Для упрощения расчетов значения e^n можно определять по табл. 1.8.

При наличии нескольких источников загрязнения воздуха вредными примесями концентрация вредностей в заданной точке определяется суммированием концентраций, полученных в данной точке расчетами для каждого источника отдельно.

Расчеты рассеяния вредностей по приведенным формулам применимы для ровной или слабо пересеченной местности, при холмистом рельефе местности действительные концентрации вредностей могут существенно отличаться от расчетных.

Среднесуточные концентрации вредностей примерно в 4,5 раза меньше максимально разовых.

Пример 1.4. Определить максимальную концентрацию этилена у поверхности земли. Высота трубы $h=80$ м, диаметр $d=2,5$ м, скорость выхода воздуха из устья трубы $v_0=15$ м/сек, количество выбрасываемого этилена $M_0=200$ г/сек, расчетная скорость ветра на высоте 10 м $v_B=1$ м/сек (первая задача).

Решение. 1. Определяем возвышение воздушной струи над устьем трубы по формуле (1.13):

$$\Delta h = \frac{1,9 \cdot 2,5 \cdot 15}{1 \cdot 1,46} \approx 49 \text{ м.}$$

2. Определяем эффективную высоту выброса вредностей по формуле (1.14):

$$H = 80 + 49 = 129 \text{ м.}$$

3. Определяем максимальную концентрацию вредностей у поверхности земли по формуле (1.15):

$$C_{x_{\max}} = \frac{235 \cdot 200}{1 \cdot 129^2} = 2,8 \text{ мг/м}^3,$$

что меньше допустимой концентрации по санитарным нормам 3 мг/м^3 .

4. Определяем расстояние от трубы до места максимальной концентрации по формуле (1.16):

$$x_{\max} = 20 \cdot 129 = 2580 \text{ м.}$$

Пример 1.5. Для условий предыдущего примера определить высоту трубы, если количество выбрасываемого этилена $M_0=160$ г/сек (вторая задача).

Решение. 1. Определяем необходимую эффективную высоту выброса по формуле (1.15а):

$$H = \sqrt{\frac{235 \cdot 160}{1 \cdot 3}} \approx 111 \text{ м.}$$

2. Определяем возвышение воздушной струи над устьем трубы по формуле (1.13):

$$\Delta h = \frac{1,9 \cdot 2,5 \cdot 15}{1 \cdot \varphi} \approx \frac{71,5}{\varphi} \text{ м.}$$

Задаваясь высотой трубы $h=60$ м, по табл. 1.10 находим $\varphi=1,4$:

$$\Delta h = \frac{71,5}{1,4} = 51 \text{ м,}$$

3. Определяем необходимую высоту трубы по формуле (1.14а):

$$h = 111 - 51 = 60 \text{ м.}$$

Пример 1.6. Две трубы выбрасывают воздух, содержащий сероуглерод (рис. 1.12). Труба № 1: высота $h=80$ м, диаметр $d=2,9$ м, скорость выхода воздуха из устья трубы $v_0=16$ м/сек, количество выбрасываемого сероуглерода $M_0=7$ г/сек; труба № 2: $h=100$ м, $d=2$ м, $v_0=14$ м/сек, $M_0=2,5$ г/сек. Скорость ветра на высоте 10 м $v_B=4$ м/сек.

Определить максимальную концентрацию сероуглерода у поверхности земли в точке А, расположенной на расстоянии 1200 м от трубы № 1 и 1400 м от трубы № 2 (четвертая задача).

Решение. Так как труба № 1 выбрасывает больше сероуглерода и имеет меньшую высоту, чем труба № 2, то расчет ведем при направлении ветра от трубы № 1 к точке А. Ось факела трубы № 2 в этом случае пройдет на расстоянии 50 м от точки А.

Определяем концентрацию сероуглерода, создаваемую выбросами трубы № 1 в точке А.

1. Возвышение воздушной струи над устьем трубы определяем по формуле (1.13):

$$\Delta h = \frac{1,9 \cdot 2,9 \cdot 16}{4 \cdot 1,46} = 15 \text{ м.}$$

2. Определяем эффективную высоту выброса по формуле (1.14):

$$H = 80 + 15 = 95 \text{ м.}$$

3. Находим по табл. 1.11 для $H=95$ м и $x=1200$ м условную концентрацию вредностей $K = \frac{19+10,7}{2} = 14,9$.

4. Определяем концентрацию сероуглерода на уровне земли в точке А по формуле (1.18):

$$C_x = \frac{14,9 \cdot 7}{1000 \cdot 4} = 0,026 \text{ мг/м}^3.$$

Определяем концентрацию сероуглерода, создаваемую выбросами из трубы № 2 в точке А, для чего первоначально находим концентрацию сероуглерода в точке В, находящейся на расстоянии 1400 м от этой трубы по принятому направлению ветра.

5. Определяем возвышение воздушной струи над устьем трубы № 2 по формуле (1.13):

$$\Delta h = \frac{1,9 \cdot 2 \cdot 14}{4 \cdot 1,5} \approx 9 \text{ м.}$$

6. Определяем эффективную высоту выброса по формуле (1.14):

$$H = 100 + 9 = 109 \text{ м.}$$

7. Находим по табл. 1.11 для $H=109$ м и $x=1400$ м условную концентрацию вредностей $K=11,4$.

8. Определяем концентрацию сероуглерода на уровне земли в точке В по формуле (1.18):

$$C_{x_1} = \frac{11,4 \cdot 2,5}{1000 \cdot 4} = 0,007 \text{ мг/м}^3.$$

9. Концентрацию сероуглерода в точке А, находящейся от оси потока выброса из трубы № 2 на расстоянии $y=50$ м, определяем по формуле (1.19). Предварительно находим e^n , для чего определяем величину

$$n = \left(\frac{50}{0,05 \cdot 1400} \right)^2 = 0,51,$$

с помощью которой затем по табл. (1.8) находим значение $e^n = 1,67$.

Тогда по формуле (1.19)

$$C_{x_1 y} = \frac{0,007}{1,67} = 0,004 \text{ мг/м}^3.$$

10. Определяем суммарную концентрацию сероуглерода в точке А:

$$0,026 + 0,004 = 0,03 \text{ мг/м}^3.$$

Полученный результат соответствует допустимой максимальной разовой концентрации.

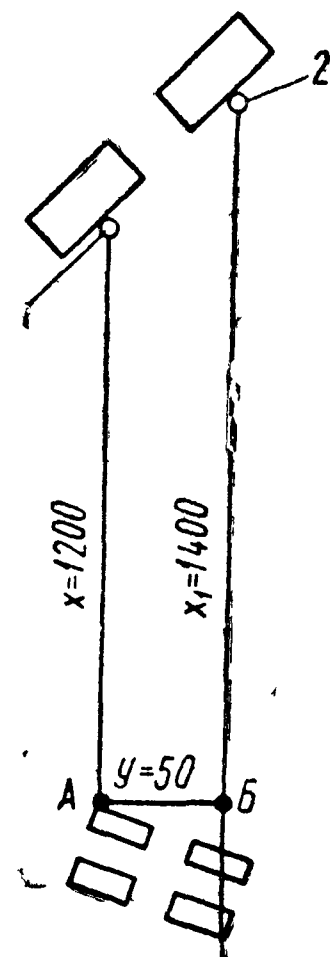


Рис. 1.12. Расположение труб в плане
1 и 2 — номера труб

ГЛАВА 2

ПОСТУПЛЕНИЕ В ПОМЕЩЕНИЯ ТЕПЛА И ВЛАГИ
И БОРЬБА С НИМИ

2.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

А. ИСТОЧНИКИ ВЫДЕЛЕНИЯ ТЕПЛА И ВЛАГИ.
СОСТАВЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ БАЛАНСОВ

При составлении балансов по теплу и влаге в помещениях учитываются: а) поступления тепла за счет работы производственного оборудования, электродвигателей, искусственного освещения, нагревательных приборов отопления; б) поступление или удаление тепла за счет нагретых или охлажденных материалов и полуфабрикатов, а также химических реакций; в) выделение тепла и влаги людьми; г) поступление или потери тепла через внешние и внутренние массивные ограждения; д) поступление тепла от солнечной радиации через остекленные поверхности; е) выделение или поглощение влаги, что во многих случаях сопровождается соответствующим выделением или поглощением тепла.

Тепловой и влажностный балансы помещения изменяются во времени. Первой задачей расчета является определение максимума избытка тепла или тепла и влаги в помещении при расчетных наружных параметрах теплого периода года, так как эта величина служит основанием для определения производительности системы аэрации, вентиляционной установки или кондиционера и расчетов сетей системы.

Второй задачей расчета является определение наименьших избытков или наибольших недостатков тепла и соответствующих избытков влаги при расчетных наружных параметрах в холодное время года, служащих для определения воздухообмена для этого времени и нагрузок на калориферы и теплосети.

В некоторых случаях (см. п. 1.4) необходимо также составление теплового и влажностного балансов для помещения при параметрах наружного воздуха, соответствующих условиям переходного режима. Величина избытков тепла или тепла и влаги в таких случаях определяет воздухообмен в помещении в переходное время года, который часто сохраняется постоянным на весь холодный период.

Потери тепла через внешние ограждения в холодный период года рассчитываются в предположении установившегося теплового режима (см. главу 2 в части I настоящего справочника).

Поступление тепла солнечной радиации в обычной практике принято учитывать при наружной температуре 10°C и выше.

Для расчетов поступления тепла солнечной радиации в помещения используется метод, изложенный в пп. 2.3 «А» и 2.3 «Б».

Б. МЕРОПРИЯТИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ ПОСТУПЛЕНИЯ
ТЕПЛА И ВЛАГИ В ПОМЕЩЕНИЯ

В большинстве случаев избытки тепла или тепла и влаги в помещении в теплое время года определяют производительность систем вентиляции и кондиционирования воздуха, а следовательно, затраты на их сооружение и эксплуатацию. Для уменьшения производственных тепло- и влаговыведений следует применять изоляцию и капсуляцию аппаратуры и коммуникаций, выделяющих тепло, удалять транзитные коммуникации за пределы кондиционируемых помещений, применять

охлаждаемые водой и воздухом рубашки и экраны для оборудования, предусматривать замкнутое воздушное охлаждение электродвигателей и принимать другие меры, вытекающие из местных условий.

Для уменьшения поступлений тепла через внешние и внутренние ограждения их следует изолировать и по возможности делать более массивными. В теплое время года целесообразно применять охлаждение и переохлаждение помещений и чердаков над ними более холодным ночным воздухом.

Существенное снижение поступлений тепла через кровлю дает защита ее водой от перегрева солнечными лучами. Однако это мероприятие требует значительных капитальных вложений и эксплуатационных затрат и может быть рекомендовано лишь в тех случаях, когда величина солнечной радиации через покрытие составляет значительную долю в общем тепловом балансе помещения.

2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ
ОТ ОБОРУДОВАНИЯ, МАТЕРИАЛОВ
И ИСКУССТВЕННОГО ОСВЕЩЕНИЯ.
ВЫДЕЛЕНИЕ ТЕПЛА И ВЛАГИ ЛЮДЬМИ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Количество тепла, выделяющегося в помещение от нагретого оборудования и материалов, должно приниматься по технологическому проекту или определяться в соответствии с ведомственными указаниями.

Тепловыделения от нагретых поверхностей определяются по обычным формулам теории теплопередачи. При расчете тепловыделений в необходимых случаях следует учитывать тепло, поступающее в помещение с воздухом и газами, прорывающимися из-под укрытий оборудования. Тепловыделения от неизолированных и изолированных трубопроводов следует определять согласно указаниям части I настоящего справочника.

При составлении баланса тепла в помещении должно учитываться поступление или отнятие тепла за счет нагретых или охлажденных поверхностей воздухопроводов вентиляции, местных отсосов, зонтов и укрытий оборудования.

Б. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ОТ ПРОМЫШЛЕННЫХ
ПЕЧЕЙ

Количество тепла, поступающее в помещение с 1 м^2 нагретых боковых поверхностей обмуровки печей из огнеупорного и красного кирпича, можно определять по графику (рис. 2.1), составленному при условии, что температура в помещении равна 15°C .

При других значениях температуры в помещении $Q_{\text{п}}$ корректируется по соотношению разностей температур поверхности ограждения и помещения.

Пример 2.1. Определить температуру на внешней поверхности боковых стен методической печи для нагрева слитков до 1250°C и величину тепловыделений в помещение при стационарном режиме работы печи. Температура газов внутри печи 1350°C .

Сумма термических сопротивлений конструкции стен $\Sigma \frac{\epsilon}{\lambda} =$
 $= \frac{1}{0,225} = 4,44 \text{ град/ккал.}$

Решение. По графику (см. рис. 2.1) находим точку А, которой соответствует $t_{\text{п}} = 250^\circ \text{С}$, $Q_{\text{к}} = 2075 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, $Q_{\text{л}} = 1000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ и $Q_{\text{п}} = 4825 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Своды печей, имеющие малую кривизну ($R \geq 0,5 \text{ м}$), приближенно считают плоскими и количество тепла, поступающего через них в помещение цеха, можно опре-

сгорания топлива, выбивающихся через неплотности дверок при повышенном давлении в печи, учитываются согласно указаниям п. 2.2 «Е».

Интенсивность излучения из открытых рабочих окон определяется по графикам, приведенным на рис. 2.2 и 2.3, пользуясь которыми рассчитывается облучение на рабочем месте по выражению

$$i_{\text{л}} = i_{\text{п}} k_{\text{д}} k_{\text{р}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (2.2)$$

где $i_{\text{п}}$ — интенсивность теплового излучения печи в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$
 $k_{\text{д}}$ — коэффициент днафрагмирования (рис. 2.3);

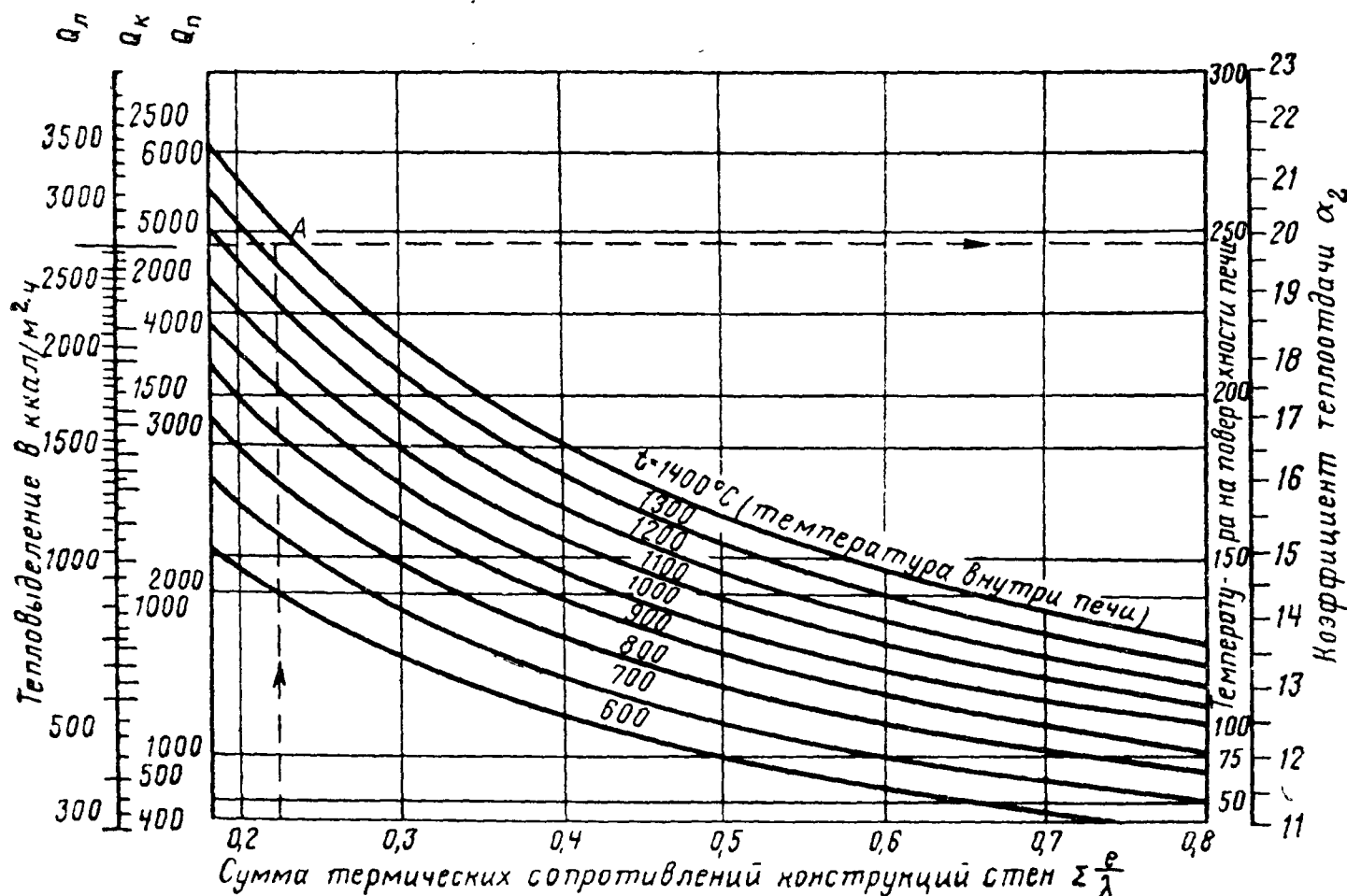


Рис. 2.1. График тепловыделений боковыми поверхностями промышленных печей при температуре в помещении 15°С и значениях $\alpha = 4$ и $C = 4$

делять по графику, приведенному на рис. 2.1, умножая затем полученную величину на коэффициент 1,3.

Тепловыделения от пода печей зависят от конструкции фундамента печи.

Количество тепла, поступающего в помещение через под печи, ориентировочно равно:

$$Q = m\varphi \frac{F\lambda(t_{\text{п}} - t_{\text{в}})}{D} \text{ ккал/ч}, \quad (2.1)$$

где $m = 0,5 \div 0,7$ — доля тепла, поступающего в помещение (остальное тепло уходит в грунт);

φ — коэффициент, учитывающий форму пода; для круглого пода $\varphi = 4,13$, для квадратного пода $\varphi = 4,58$; для прямоугольного пода (при очень вытянутых прямоугольниках) $\varphi = 3,87 \div 4,58$;

F — площадь пода в м^2 ;

λ — коэффициент теплопроводности кладки пода в $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

$t_{\text{п}}$ — температура в печи в град;

$t_{\text{в}}$ — температура окружающего воздуха в град;

D — ширина пода или его диаметр в м.

Количество тепла, поступающее в помещение от закрытых дверок печей, определяется также по графику, приведенному на рис. 2.1. Тепловыделения от продуктов

$k_{\text{р}}$ — коэффициент уменьшения интенсивности излучения в зависимости от относительного расстояния до источника (рис. 2.3).

Пример 2.2. Определить величину теплового излучения из рабочего отверстия печи при открытой дверке на расстояниях $l_1 = 1 \text{ м}$ и $l_2 = 2 \text{ м}$; температура в печи 1200°С ; размеры отверстия печи: $B = 0,8 \text{ м}$ и $h = 0,4 \text{ м}$; толщина стенки печи $\delta = 0,36 \text{ м}$.

Решение. По графику (см. рис. 2.2.) находим $i_{\text{п}} = 186 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Далее вычисляем:

$$\frac{h}{\delta} = \frac{0,4}{0,36} = 1,11; \quad \frac{B}{\delta} = \frac{0,8}{0,36} = 2,22.$$

По графику, приведенному на рис. 2.3, находим $k'_{\text{д}} = 0,61$ и $k''_{\text{д}} = 0,75$ и определяем значение коэффициента $k_{\text{д}}$.

$$k_{\text{д}} = \frac{k'_{\text{д}} + k''_{\text{д}}}{2} = \frac{0,61 + 0,75}{2} = 0,68.$$

Затем вычисляем:

$$d_{\text{з}} = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 0,8}{0,4 + 0,8} = 0,533 \text{ м}; \quad \frac{l_1}{d_{\text{з}}} = \frac{1}{0,533} \approx 1,9;$$

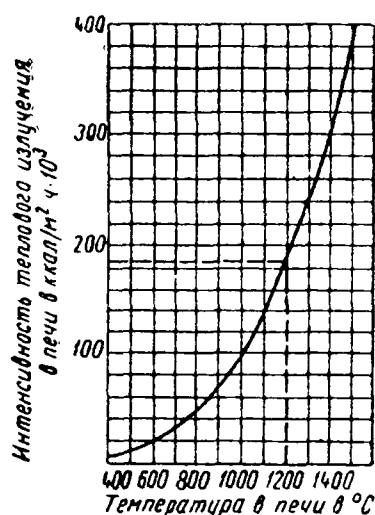


Рис. 2.2 График интенсивности теплового излучения в промышленных печах

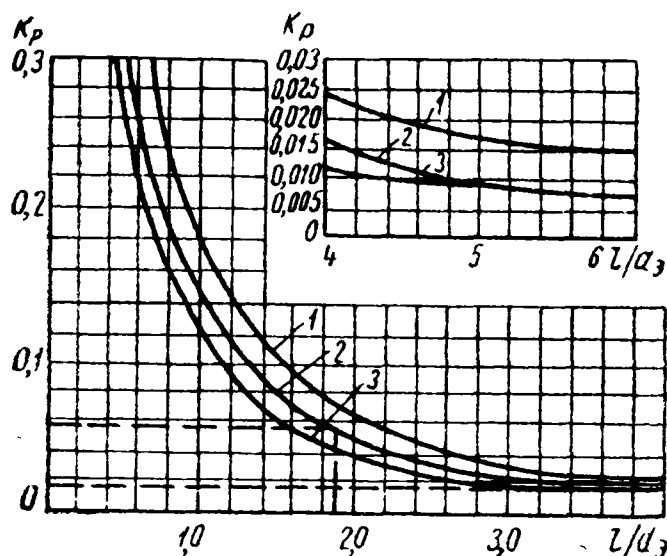
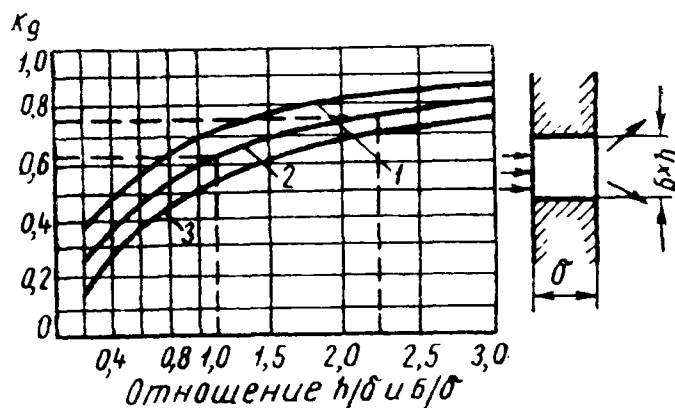


Рис. 2.3. График для определения коэффициентов диафрагмирования k_d и k_p

1 — для вытянутых отверстий; 2 — для прямоугольных отверстий ($h : B = 1 : 2$); 3 — для круглых и квадратных отверстий

$$\frac{l_2}{d_3} = \frac{2}{0,533} = 3,8.$$

По графику, приведенному на рис. 2.3, находим:

$$\text{для } l_1 = 1 \text{ м} \dots \dots \dots k_p = 0,058$$

$$\text{„ } l_2 = 2 \text{ „} \dots \dots \dots k_p = 0,018$$

Интенсивность теплового облучения будет на расстоянии:

$$1 \text{ м} \dots i_{\text{л}} = 186 \cdot 10^3 \cdot 0,68 \cdot 0,058 = 7340 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$$

$$2 \text{ „} \dots i_{\text{л}} = 186 \cdot 10^3 \cdot 0,68 \cdot 0,018 = 2300 \text{ „}$$

В. ПЕРЕХОД МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ТЕПЛОВУЮ

Оборудование и электродвигатели могут находиться в одном или в разных помещениях, а потребляемая энергия может полностью переходить в тепло, нагревающее воздух помещения, или частично расходоваться на нагревание обрабатываемого продукта, перекачиваемой жидкости или воздуха, удаляемого из укрытия машины.

Тепловыделения от электродвигателей, не имеющих принудительного охлаждения с отводом тепла за пределы помещения, определяются по формуле

$$Q_1 = 860 N_y K_{\text{загр}} K_{\text{од}} \frac{1 - \eta_1}{\eta_1} = 860 N_y K_{\text{сп}} (1 - \eta_1) \text{ ккал ч}, \quad (2.3)$$

где

N_y — установочная или номинальная мощность электродвигателя в кВт;
 $K_{\text{загр}}$ — коэффициент загрузки электродвигателя, равный отношению средней мощности, которая передается оборудованию в течение расчетного часа $N_{\text{об}}$, к установочной или номинальной мощности двигателя N_y , т. е.

$$K_{\text{загр}} = \frac{N_{\text{об}}}{N_y};$$

$K_{\text{од}}$ — коэффициент одновременности работы электродвигателей;

$K_{\text{сп}} = \frac{K_{\text{загр}} K_{\text{од}}}{\eta_1}$ — коэффициент спроса на электроэнергию,

принимаемый по электротехнической части проекта; для ориентировочных расчетов допускается пользоваться средними значениями, приведенными в табл. 2.1;

$\eta_1 = K_{\text{п}} \eta$ — коэффициент полезного действия электродвигателя при данной нагрузке;

$K_{\text{п}}$ — поправочный коэффициент, учитывающий нагрузку двигателя; при $K_{\text{загр}} \geq 0,8$ $K_{\text{п}} = 1$, при $K_{\text{загр}} < 0,8$ $K_{\text{п}}$ принимается по каталожным данным, а при их отсутствии следующим:

$K_{\text{загр}}$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$K_{\text{п}}$	0,99	0,98	0,97	0,95	0,91

η — к. п. д. электродвигателя при полной нагрузке, определяемый по каталогу.

Формула (2.3) пригодна для учета тепла, поступающего в помещение от насосов и вентиляторов, приводимых в действие электродвигателями, если механическая энергия, передаваемая воде или воздуху, отводится с последними из пределов помещения.

Таблица 21

Значения коэффициента спроса $K_{сп}$

Наименование оборудования	Значения $K_{сп}$
Металлорежущие станки мелкосерийного производства с нормальным режимом работы — мелкие токарные строгальные долбежные фрезерные сверлильные карусельные точильные	0,16
То же при крупносерийном производстве	0,2
То же при тяжелом режиме работы — штамповочные прессы автоматы револьверные обдирочные зубофрезерные а также крупные токарные строгальные фрезерные карусельные расточные станки	0,25
То же с особо тяжелым режимом работы — приводы молотов ковочных машин волочильных станов очистных барабанов бегунов и др	0,4
Механические цехи с многошпиндельными автоматами для изготовления деталей из прутков	0,23
Переносный электроинструмент	0,1
Вентиляторы эксгаустеры	0,7
Насосы компрессоры мотор генераторы	0,75
Краны тельферы при $PB=25\%$	0,1
То же при $PB=40\%$	0,2
Элеваторы транспортеры шнеки конвейеры несблокированные	0,5
То же заблокированные	0,65
Сварочные трансформаторы дуговой электро сварки	0,3
Однопостовые сварочные мотор генераторы	0,35
Многопостовые сварочные мотор генераторы	0,7
Сварочные дуговые автоматы типа АДС	0,5
Печи сопротивления с автоматической загрузкой изделий сушильные шкафы нагревательные приборы	0,9
То же с пневматической загрузкой изделий	0,8
Индукционные печи низкой частоты	0,8
Мотор генераторы индукционных печей высокой частоты	0,8
Ламповые генераторы индукционных печей высокой частоты	0,8

Тепловыделения от мотор генераторов складываются из потерь энергии в электродвигателях и генераторах

$$Q_2 = 860N_y K_{загр} K_{од} \frac{1 - \eta_1 \eta_2}{\eta_1 \eta_2} = 860N_y K_{сп} (1 - \eta_1 \eta_2) \text{ ккал ч,} \quad (2.4)$$

где η_2 — к.п.д. генератора при данной нагрузке

Тепловыделения от оборудования, приводимого в действие электродвигателями, определяются по формуле

$$Q_3 = 860N_y K_{загр} K_{од} K_T = 860N_y K_{сп} K_T \eta_1 \text{ ккал/ч,} \quad (2.5)$$

где K_T — коэффициент перехода тепла в помещение учитывая что часть тепла может быть унесена эмульсией водой или воздухом уходящими из помещения

Величину K_T следует принимать по опытным данным или пользоваться для ее определения ведомственными указаниями и нормами

Общие тепловыделения от электродвигателей и при водимого ими оборудования, установленных в одном помещении, определяются по формуле

$$Q_4 = 860N_y K_{загр} K_{од} \left(\frac{1}{\eta_1} - 1 + K_T \right) \text{ ккал ч} \quad (2.6)$$

Г ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ОТ ОСТЫВАЮЩИХ ИЗДЕЛИЙ

При остывании нагретых изделий (болванок, проката, заготовок и др.) и материалов тепло выделяется неравномерно при убывающей разности температур. При нестационарном режиме остывания тепловыделения определяются по формуле

$$Q_{ост} = Gc(t_n - t_v)B \text{ ккал/ч,} \quad (2.7)$$

где G — вес остывающих изделий в кг
 c — теплоемкость материала в ккал/кг град
 t_n — начальная температура материала в град
 t_v — температура окружающего воздуха в град
 B — коэффициент учитывающий интенсивность выделения тепла во времени

Для металлических изделий B можно принимать по табл. 22, для других материалов — по опытным или литературным данным

Если нагретый металл или сырье поступает в помещение непрерывным потоком (например, по конвейеру) и остывает в течение 1 ч до температуры t_k , то тепловыделение от него определяется по формуле

$$Q_{ост} = Gc(t_n - t_k) \text{ ккал/ч} \quad (2.7a)$$

Таблица 22

Значения коэффициента B при остывании чугунного литья

Вес отливки в кг	Распределение тепловыделений		
	1-й час	2-й час	3-й час и т.д.
До 200	0,75	0,15	0,1
200—1000	0,55	0,3	0,15
Более 1000	0,4	0,35	0,25

Д ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ОТ ОТКРЫТЫХ ВОДНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Количество явного тепла, выделяющегося в помещение от поверхности нагретой воды, определяется по формуле

$$Q_p = (4,9 + 3,5 v) (t_{воды} - t_v) \text{ ккал/ч м}^2, \quad (2.8)$$

где v — скорость движения воздуха над поверхностью воды в м/сек,
 $t_{воды}$ — температура воды в град
 t_v — температура воздуха в град

Е ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ, ПОСТУПАЮЩИЕ С ПРОДУКТАМИ СГОРАНИЯ И ОТ ХИМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ

Количество тепла, которое поступает в помещение с газами, проникающими через неплотности

$$Q_r = G_r c_r (t_r - t_{yx}) \text{ ккал/ч,} \quad (2.9)$$

где G_r — количество поступающих в помещение газов в кг/ч;
 c_r — удельная теплоемкость продуктов сгорания в среднем 0,25 ккал/кг град
 t_r — температура газов поступающих в цех в град
 t_{yx} — температура уходящих из помещения газов принимаемая равной температуре воздуха уходящего из помещения в град

Тепловыделения от химических реакций следует принимать по технологическим данным. Тепло выделяющееся при сжигании некоторых горючих веществ можно определять по табл. 23, в которой указано также количество влаги, образующейся при горении

Таблица 2.3

Количество тепла и влаги,
выделяющихся при полном сгорании 1 кг горючих

Горючее вещество	Тепло в ккал	Влага в кг
Ацетилен	11 400	0,7
Бензин	10 200	1,4
Водород	28 700	9
Водяной генераторный газ	2 800	0,61
Светильный газ	4 200	1,31

**Ж. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ОТ ИСКУССТВЕННОГО
ОСВЕЩЕНИЯ**

Принято считать, что вся энергия, затрачиваемая на освещение, переходит в тепло, нагревающее воздух помещения, при этом пренебрегают частью энергии, нагревающей конструкции здания и уходящей через них, а также через остекление здания.

Тепловыделения от освещения:

$$Q_{осв} = 860N_{осв} \text{ ккал/ч}, \quad (2.10)$$

где $N_{осв}$ — суммарная мощность источников освещения в кВт.

Если осветительная арматура и лампы находятся вне пределов помещения (на чердаке, за остекленной стеной и т. п.), количество тепла следует определять по сумме видимой и невидимой радиации, попадающей в помещение. Пример распределения энергии ламп приведен в табл. 2.4.

По экспериментальным данным, 40% тепловыделений от люминесцентных ламп, которые устанавливаются в светильниках (типа ВОТ), встроенных в чердачное перекрытие бесфонарного здания, поступает в помещение, а 60% тепловыделений от этих ламп поступает на чердак.

Таблица 2.4

Распределение энергии люминесцентных ламп
и ламп накаливания

Вид энергии	Люминесцентная лампа $N=40 \text{ вт}$	Лампа накаливания $N=100-1000 \text{ вт}$
Видимая радиация (свет)	16,5	12
Невидимая радиация	37,5	73,8
Всего	54	85,8
Тепло, отдаваемое конвекцией и теплопроводностью	46	14,2
Итого	100	100

3. ВЫДЕЛЕНИЕ ТЕПЛА И ВЛАГИ ЛЮДЬМИ

Выделение тепла и влаги людьми зависит от их физической нагрузки и температуры воздуха в помещении. Для расчетов рекомендуется пользоваться табл. 2.5, в которой приведены средние данные для взрослого мужчины. Принято считать, что взрослые женщины выделяют 85%, а дети в среднем 75% тепла и влаги по сравнению с мужчиной.

Таблица 2.5

Количество тепла и влаги,
выделяемых взрослыми людьми (мужчинами),
в зависимости от их физической нагрузки
и температуры воздуха в помещении

Показатели	Температура воздуха в помещении в °C					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя						
Тепло в ккал/ч:						
явное	120	100	75	50	35	10
скрытое	20	25	25	30	45	70
полное	140	125	100	80	80	80
Влага в г/ч	30	40	40	50	75	115
При легкой работе						
Тепло в ккал/ч:						
явное	130	105	85	55	35	5
скрытое	25	30	45	70	90	120
полное	155	135	130	125	125	125
Влага в г/ч	40	55	75	115	150	200
При работе средней тяжести						
Тепло в ккал/ч:						
явное	140	115	90	60	35	5
скрытое	45	65	85	110	135	165
полное	185	180	175	170	170	170
Влага в г/ч	70	110	140	185	230	280
При тяжелой работе						
Тепло в ккал/ч:						
явное	170	140	110	80	45	10
скрытое	80	110	140	170	205	240
полное	250	250	250	250	250	250
Влага в г/ч	135	185	240	295	355	415

**2.3. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ НАРУЖНЫЕ
И ВНУТРЕННИЕ ОГРАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ
И ЗДАНИЙ****А. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА ЗА СЧЕТ СОЛНЕЧНОЙ
РАДИАЦИИ ЧЕРЕЗ МАССИВНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ**

При расчете поступлений тепла солнечной радиации через внешние ограждения в теплое время года необходимо учитывать значительные колебания температуры наружного воздуха в течение расчетных суток и колебания температуры на поверхности наружных ограждений, обогреваемых солнцем. Благодаря массивности ограждений колебания температур на их внутренней поверхности уменьшаются и запаздывают по отношению к колебаниям температур на внешней поверхности.

Определение величины теплопритока производится для условных расчетных суток, когда максимальная температура наружного воздуха равна расчетной наружной температуре t для заданных параметров (например, параметров А или Б).

Количество тепла, проникающее через массивные ограждения в помещения в теплый период года, определяется по следующим формулам:

для кровельных покрытий темных цветов

$$Q_1 = k_1 k_2 F (\Delta t_1 + \Delta t_2) \text{ ккал/ч}. \quad (2.11)$$

Формула (2.11) действительна для зданий, расположенных на северной широте 40°, и применима с достаточной степенью точности для расчета поступле-

ния тепла через кровли зданий, расположенных в пределах от 32 до 44° с ш.;

для кровельных покрытий любого цвета для зданий, расположенных на любой северной широте,

$$Q_2 = k_1 k_2 F (\Delta t_1 + \Delta t_3) \text{ ккал/ч} \quad (2.12)$$

Поступление тепла через стены зданий, расположенных на 40° с ш., определяется по формуле

$$Q_3 = k_2 F (\Delta t_1 + \Delta t_5) \text{ ккал/ч.} \quad (2.13)$$

Формулой (2.13) допускается пользоваться также для расчета поступления тепла через стены, обращенные на восток, запад, северо-восток и северо-запад в пределах 24—52° с ш. и обращенные на север, юго-восток и юго-запад в пределах 32—44° с ш.

Для стен зданий, расположенных в любых широтах, поступление тепла определяется по формуле

$$Q_4 = k_2 F (\Delta t_1 + \Delta t_6) \text{ ккал/ч.} \quad (2.14)$$

Здесь k_1 — коэффициент, равный для бесчердачных кровельных покрытий 1 и для чердачных покрытий с хорошо вентилируемыми чердаками 0,75,

k_2 — коэффициент теплопередачи покрытия или стены в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

F — площадь ограждения или его горизонтальной проекции для наклонных кровель в м^2 .

Δt_1 — эквивалентная разность температур для данной местности в град , равная

$$\Delta t_1 = t_{\text{н}} - t_{\text{вн}} - A \Delta t_a - B \quad (2.15)$$

величина Δt_1 ограничивается.

для тяжелых конструкций $\pm 3^\circ$
 » конструкций средней тяжести $\pm 2^\circ$
 (для легких конструкций Δt_1 принимается равной 0°),

$t_{\text{н}}$ — расчетная температура наружного воздуха для данной местности в соответствии с принятыми наружными расчетными параметрами в град ,

$t_{\text{вн}}$ — расчетная температура внутреннего воздуха в помещении в град ,

Δt_a — средняя амплитуда суточных колебаний температуры для данной местности в июне—августе в град , принимаемая по СНиП II-A 6 62. при отсутствии данных допускается принимать для прибрежных морских районов СССР $\Delta t_a = 6^\circ$, для средней полосы $\Delta t_a = 12^\circ$, а для районов с пустынным и сухим степным климатом $\Delta t_a = 18^\circ$,

A и B — постоянные, принимаемые равными

для легких конструкций $A=0$, $B=0$
 » конструкций средней тяжести $A=0,25$ $B=5,5$
 для тяжелых конструкций $A=0,5$ $B=2,75$

Δt_2 — исходная эквивалентная разность температур для кровель, облучаемых солнцем (табл 26),

Δt_3 — эквивалентная разность температур для любых покрытий, определяемая по формуле

$$\Delta t_3 = \Delta t_1 + k_3 \frac{I_1}{I_2} (\Delta t_2 - \Delta t_4) \text{ град} \quad (2.16)$$

k_3 — коэффициент, учитывающий цвет кровли (для темных кровель $k_3=1$, для серой, голубой и красной $k_3=0,8$, для белой и алюминиевой $k_3=0,55$), для светлых кровель коэффициент k_3 рекомендуется учитывать в расчетах только в тех случаях, когда постоянство цвета кровли может быть обеспечено условиями эксплуатации зданий;

Δt_4 — исходная эквивалентная разность температур для кровель, находящихся в тени (см табл 26),

Δt_5 — исходная эквивалентная разность температур для стен, облучаемых солнцем (табл 27),

Δt_6 — эквивалентная разность температур для любых стен в любых северных широтах определяемая по формуле

$$\Delta t_6 = \Delta t_7 + \frac{I_3}{I_4} (\Delta t_5 - \Delta t_4) \text{ град} \quad (2.17)$$

Δt_7 — исходная эквивалентная разность температур для стен в тени (см табл 27);

I_1, I_2 — отношение максимального напряжения солнечной радиации на горизонтальную плоскость для заданной широты к максимальному напряжению для 40° с ш. для которого составлена табл 26 (табл 28),

I_3, I_4 — отношение максимального напряжения солнечной радиации на вертикальную плоскость для заданных широт и ориентации к максимальному напряжению для 40° с ш. для которого составлена табл 27 (см табл 28)

Таблица 26

Значения исходных эквивалентных расчетных разностей температур для освещенных солнцем и затененных кровель зданий, расположенных на 40° с ш., в град

Конструкция кровли	Вес кровли в кг/м ²	Обоз- начение	Часы суток по солнечному времени								
			8	10	12	14	16	18	20	22	24
1 Освещенная солнцем											
Легкая	До 35	Δt_2	6,7	21,1	30	34,4	27,8	14,4	5,6	2,2	0
Средней тяжести	От 36 до 270		0	11,1	22,2	28,9	30	23,3	11,1	5,6	3,3
Тяжелая	» 271 » 400		3,3	3,3	11,1	18,9	23,3	24,4	18,9	11,1	7,8
Легкая, залитая водой слоем 25 мм	До 35		0	2,2	8,9	12,2	10	7,8	5,6	1,1	0
Легкая, над которой разбрызгива- ется вода	» 35*		0	2,2	6,7	10	8,9	7,8	5,6	1,1	0
Тяжелая, залитая водой слоем 25 мм	От 271 до 400*		—1,1	—1,1	—2,2	5,6	7,8	8,9	7,8	5,6	3,3
Тяжелая, над которой разбрызги- вается вода	» 271 » 400*		—1,1	—1,1	—1,1	4,4	6,7	7,8	6,7	5,6	3,3
Любая кровля залитая водой слоем 150 мм	До 400*		—1,1	0	0	3,3	5,6	5,6	4,4	2,2	0
2 Затененная											
Легкая	35	Δt_4	—2,2	0	3,3	6,7	7,8	6,7	4,4	1,1	0
Средней тяжести	От 36 до 270		—2,2	—1,1	1,1	4,4	6,7	6,7	5,6	3,3	1,1
Тяжелая	» 271 » 400		—1,1	—1,1	0	2,2	4,4	5,6	5,6	4,4	2,2

* Без учета веса воды.

* Без учета веса воды.

Таблица 2.7

Исходные эквивалентные расчетные разности температур Δt_5 для облучаемых солнцем и Δt_7 для затененных наружных стен

Разность температур	Северная широта — страны света	Солнечное время																	
		8		10		12		14		16		18		20		22		24	
		Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С
Кирпичная стена толщиной 100 мм (вес 180 кг/м²)																			
Δt ₅	СВ	-1,1	-2,2	13,3	6,7	11,1	5,6	5,6	3,3	6,7	5,6	7,8	7,8	6,7	6,7	5,6	5,6	3,3	2,2
	В	1,1	0	16,7	7,8	17,2	9,4	7,8	7,8	6,7	6,7	7,8	7,8	6,7	6,7	5,6	4,4	3,3	3,3
	ЮВ	1,1	-1,1	11,1	5,6	15,6	8,9	14,4	8,9	10	7,8	7,8	6,7	6,7	6,7	5,6	4,4	3,3	3,3
	Ю	-2,2	-2,2	-1,1	-1,1	6,7	3,3	13,3	8,9	14,4	10	11,1	8,9	6,7	6,7	4,4	4,4	2,2	2,2
	ЮЗ	0	-1,1	0	-1,1	1,1	1,1	6,7	4,4	17,8	12,2	20	14,4	18,9	13,3	5,6	4,4	3,3	3,3
	З	0	-1,1	0	0	2,2	1,1	5,6	4,4	14,4	10	22,2	15,6	23,3	15,6	8,9	7,8	3,3	3,3
	СЗ	-2,2	-2,2	-1,1	-1,1	1,1	1,1	4,4	3,3	6,7	6,7	16,7	12,2	18,9	13,3	6,7	5,6	3,3	3,3
	С	-2,2	-2,2	-1,1	-1,1	0	0	3,3	3,3	5,6	5,6	6,7	6,7	6,7	6,7	4,4	4,4	2,2	2,2
Δt ₇	В тени	-2,2	-2,2	-1,1	-1,1	0	0	3,3	3,3	5,6	5,6	6,7	6,7	6,7	6,7	4,4	4,4	2,2	2,2
Стена из дырчатого кирпича или шлакоблоков толщиной 200 мм (вес 250 кг/м²)																			
Δt ₅	СВ	0	0	0	0	11,1	5,6	8,9	5,6	5,6	3,3	6,7	5,6	7,8	6,7	6,7	5,6	4,4	4,4
	В	2,2	1,1	6,7	2,2	13,3	6,7	14,4	7,8	11,3	6,7	6,7	5,6	7,8	6,7	7,8	5,6	5,6	4,4
	ЮВ	1,1	0	1,1	0	8,9	4,4	11,1	6,7	11,3	7,8	7,8	6,7	7,8	6,7	6,7	5,6	4,4	3,3
	Ю	0	0	0	0	1,1	0	6,7	3,3	13,3	7,8	14,4	8,9	11,1	7,8	6,7	5,6	4,4	3,3
	ЮЗ	1,1	0	1,1	0	1,1	0	3,3	2,2	6,7	5,6	14,4	10	16,7	11,1	14,4	10	4,4	3,3
	З	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	3,3	2,2	5,6	4,4	10	7,8	16,7	12,2	17,8	12,2	10	7,8
	СЗ	0	0	0	0	1,1	0	2,2	1,1	4,4	3,3	6,7	5,6	12,2	10	16,7	12,2	5,6	4,4
	С	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	0	3,3	3,3	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	3,3	3,3
Δt ₇	В тени	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	0	3,3	3,3	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	3,3	3,3
Кирпичная стена толщиной 200 мм (вес 360 кг/м²)																			
Δt ₅	СВ	1,1	1,1	1,1	1,1	5,6	1,1	8,9	4,4	7,8	4,4	5,6	3,3	5,6	4,4	5,6	5,6	5,6	4,4
	В	4,4	3,3	4,4	3,3	7,8	4,4	10	5,6	10	5,6	7,8	4,4	7,8	5,6	7,8	5,6	6,7	5,6
	ЮВ	4,4	2,2	3,3	3,3	3,3	2,2	7,8	5,6	10	6,7	8,9	6,7	6,7	5,6	6,7	5,6	6,7	5,6
	Ю	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	5,6	3,3	8,9	5,6	8,9	6,7	6,7	5,6	5,6	4,4
	ЮЗ	4,4	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	2,2	5,6	3,3	6,7	4,4	11,1	6,7	13,3	8,9	11,1	7,8
	З	4,4	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	3,3	7,8	4,4	11,1	8,9	13,3	8,9	13,3	8,9
	СЗ	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	1,1	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4	8,8	7,8	10	7,8
	С	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	3,3	3,3	4,4	4,4	4,4	4,4	3,3	3,3
Δt ₇	В тени	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	3,3	3,3	4,4	4,4	4,4	4,4	3,3	3,3
Кирпичная стена толщиной 300 мм (вес 540 кг/м²)																			
Δt ₅	СВ	4,4	3,3	4,4	3,3	4,4	2,2	4,4	2,2	5,6	2,2	6,7	3,3	6,7	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3
	В	6,7	4,4	6,7	4,4	6,7	4,4	5,6	3,3	6,7	4,4	7,8	5,6	7,8	5,6	7,8	4,4	7,8	4,4
	ЮВ	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	7,8	5,6	7,8	5,6	6,7	4,4
	Ю	4,4	3,3	4,4	3,3	3,3	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	2,2	5,6	3,3	6,7	4,4	6,7	4,4
	ЮЗ	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	4,4	5,6	4,4	6,7	4,4	7,8	5,6
	З	6,7	4,4	6,7	4,4	6,7	4,4	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	8,9	5,6
	СЗ	4,4	3,3	4,4	3,3	4,4	2,2	4,4	2,2	4,4	2,4	4,4	2,2	4,4	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3
	С	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3
Δt ₇	В тени	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3

Продолжение табл. 2.7

Разность температур	Северная широта — страны света	Солнечное время																	
		8		10		12		14		16		18		20		22		24	
		Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С
Бетонная или каменная стена толщиной 200 мм (вес 500 кг/м²)																			
Δt_5	СВ	2,2	1,1	2,2	0	8,9	4,4	7,8	4,4	5,6	3,3	6,7	4,4	6,7	5,6	5,6	4,4	4,4	3,3
	В	3,3	2,2	7,8	4,4	13,3	6,7	13,3	6,7	10	5,6	7,8	5,6	7,8	5,6	6,7	5,6	5,6	4,4
	ЮВ	3,3	1,1	3,3	2,2	8,9	5,6	10	6,7	10	6,7	7,8	6,7	6,7	5,6	6,7	5,6	5,6	4,4
	Ю	1,1	0,6	1,1	0,6	2,2	0,6	6,7	3,3	8,9	6,7	10	6,7	7,8	6,7	5,6	4,4	4,4	3,3
	ЮЗ	3,3	1,1	2,2	1,1	3,3	1,1	4,4	2,2	7,8	5,6	12,2	8,9	13,3	8,9	12,2	8,9	5,6	4,4
	З	3,3	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	6,7	4,4	11,1	7,8	15,6	10	14,4	10	7,8	5,6
	СЗ	2,2	1,1	2,2	0	2,2	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	6,7	5,6	11,1	7,8	12,2	8,9	4,4	3,3
	С	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	4,4	4,4	3,3	3,3	2,2	2,2
Δt_7	В тени	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	4,4	4,4	3,3	3,3	2,2	2,2
Бетонная или каменная стена толщиной 300 мм (вес ~ 750 кг/м²)																			
Δt_5	СВ	3,3	2,3	3,3	1,1	3,3	1,1	7,8	4,4	7,8	4,4	5,6	4,4	5,6	4,4	6,7	5,6	5,6	4,4
	В	5,6	3,3	4,4	3,3	5,6	3,3	10	5,6	10	6,7	8,9	5,6	6,7	5,6	7,8	5,6	7,8	5,6
	ЮВ	4,4	2,2	4,4	2,2	3,3	2,2	7,8	4,4	8,9	5,6	8	5,6	7,8	5,6	6,7	5,6	6,7	5,6
	Ю	3,3	2,2	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	5,6	3,3	7,8	5,6	8,9	6,7	7,8	5,6	5,6	4,4
	ЮЗ	4,4	2,2	4,4	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,	5,6	4,4	10	7,8	11,1	7,8	10	6,7
	З	5,6	3,3	4,4	3,3	4,4	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	8,9	6,6	13,3	7,8	12,2	7,8
	СЗ	3,3	2,2	3,3	1,1	3,3	1,1	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4	10	6,7	11,1	7,8
	С	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	4,4	4,4	3,3	3,3
Δt_7	В тени	0	0	0	0	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	4,4	4,4	3,3	3,3
Примечания: 1. Буквой Т обозначена темная, а буквой С — светлая поверхность. 2. Цифры, выделенные жирным шрифтом, означают максимальные значения для каждой страны света. 3. Для конструкций стен, не приведенных в таблице, величины Δt_5 и Δt_7 следует вычислять путем интерполяции, используя данные для конструкций, близких по материалу и весу.																			

Примечания: 1. Буквой Т обозначена темная, а буквой С — светлая поверхность.
 2. Цифры, выделенные жирным шрифтом, означают максимальные значения для каждой страны света.
 3. Для конструкций стен, не приведенных в таблице, величины Δt_5 и Δt_7 следует вычислять путем интерполяции, используя данные для конструкций, близких по материалу и весу.

Таблица 2.8

Значения отношений максимальных напряжений
солнечной радиации I_1/I_2 и I_3/I_4

Северная широта в град	Значение I_1/I_2 для горизонтальной поверхности	Значение I_3/I_4 для стен, ориентированных на страны света				
		Ю	З и В	ЮЗ и ЮВ	СЗ и СВ	С
24	1,08	0,3	0,98	0,8	1,01	1,12
28	1,07	0,33	0,98	0,9	1,01	1,06
32	1,05	0,6	0,99	0,93	1	1
36	1,03	0,8	0,99	0,98	1	1
40	1	1	1	1	1	1
44	0,96	1,23	1,01	1,05	1	1,03
48	0,93	1,4	1,02	1,11	1	1,05
52	0,9	1,65	1,03	1,17	1	1,11
56	0,86	1,88	1,05	1,23	1,03	1,29
60	0,82	2,1	1,08	1,29	1,06	1,44
64	0,78	2,3	1,12	1,34	1,11	1,58

Пример 2.3. Тяжелая темная кровля состоит из железобетона, изоляции и толя. Вес кровли 398 кг/м², $k_2=0,64$ ккал/м²·ч·град. Широта северная 35°; кровля облучается солнцем. Определить количество тепла, поступающего через 1 м² кровли в 14 ч при $t_n=35^\circ\text{C}$, $t_{вн}=26,7^\circ\text{C}$ и $\Delta t_a=11,1^\circ$.

Решение. Величина Δt_1 , определяемая по формуле (2.15), равна:

$$\Delta t_1 = 35 - 26,7 - 0,5 \cdot 11,1 - 2,75 = 0.$$

Это объясняется тем, что исходные температурные условия совпадают с принятыми в табл. 2.6.

Величина Δt_2 (по табл. 2.6) для тяжелой кровли в 14 ч равна 18,9°.

Следовательно, по формуле (2.11)

$$Q_1 = 1 \cdot 0,64 \cdot 1 \cdot 18,9 = 12,1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Пример 2.4. Конструкция кровли указана в примере 2.3. Широта северная 35°.

Определить количество тепла, поступающего в 14 ч, при $t_n=40,5^\circ\text{C}$, $t_{вн}=25,5^\circ\text{C}$ и $\Delta t_a=16,7^\circ$.

Решение. Величина Δt_1 , определяемая по формуле (2.15), равна:

$$\Delta t_1 = 40,5 - 25,5 - 0,5 \cdot 16,7 - 2,75 = 3,9^\circ.$$

По указанному выше принимаем $\Delta t_1=3^\circ$, тогда

$$Q_1 = 1 \cdot 0,64 \cdot 1(3 + 18,9) = 14 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Пример 2.5. Темная кровля облучается солнцем. Вес конструкции 200 кг/м², $k_2=1,61$ ккал/м²·ч·град. Широта северная 60°.

Определить максимальное количество тепла, поступающего через 1 м² кровли при $t_n=30^\circ\text{C}$, $t_{вн}=23^\circ\text{C}$ и $\Delta t_a=13^\circ$.

Решение. Кровля весом 200 кг/м² относится к конструкциям средней тяжести. Расчет производим по формуле (2.12).

Величина Δt_1 , определяемая по формуле (2.15), равна:

$$\Delta t_1 = 30 - 23 - 0,25 \cdot 13 - 5,5 = -1,8^\circ.$$

Величина Δt_3 , определяемая по формуле (2.16), зависит от значений Δt_2 и Δt_4 , которые принимают по табл. 2.6 для 16 ч, когда они равны максимуму, т. е. $\Delta t_2=30^\circ$ и $\Delta t_4=6,7^\circ$ для темной кровли.

Коэффициент $k_3=1$, тогда по табл. 2.8 для широты 60° поправка равна $I_1/I_2=0,82$, откуда

$$\Delta t_3 = 6,7 + 1 \cdot 0,82 (30 - 6,7) = 25,8^\circ.$$

По формуле (2.12) для бесчердачной кровли при $k_1=1$ имеем

$$Q_2 = 1 \cdot 1,61 \cdot 1 (-1,8 + 25,8) = 38,6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Пример 2.6. Стена из красного кирпича толщиной 380 мм имеет вес 685 кг/м^2 , $k_2=1,3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; ориентировка на юг; широта северная 60° ; $t_{\text{в}}=30^\circ \text{C}$; $t_{\text{вн}}=23^\circ \text{C}$ и $\Delta t_a=13^\circ$.

Определить максимальное количество тепла, поступающего через стену.

Решение. Расчет производим по формуле (2.14). Входящая в нее величина Δt_1 определяется по формуле (2.15):

$$\Delta t_1 = 30 - 23 - 0,5 \cdot 13 = 2,75 \approx 2,3^\circ.$$

Величина Δt_5 [по формуле (2.17)] зависит от величин Δt_5 и Δt_7 , которые вычисляются путем интерполяции по табл. 2.7. Для ориентированной на юг кирпичной темной стены толщиной 300 мм максимальные величины $\Delta t_5^{(300)}$ и $\Delta t_7^{(300)}$ приходятся соответственно на 22 и 24 ч и равны 6,7 и $3,3^\circ$.

Для стены толщиной 200 мм максимальные величины $\Delta t_5^{(200)}=8,9^\circ$ и $\Delta t_7^{(200)}=4,4^\circ$ приходятся на 20 ч. Экстраполируем эти максимальные величины для стены толщиной 380 мм.

$$\Delta t_5^{(380)} = \Delta t_5^{(300)} + \left(\Delta t_5^{(300)} - \Delta t_5^{(200)} \right) \frac{380 - 300}{300 - 200} =$$

$$= 6,7 + (6,7 - 8,9) 0,8 = 4,9^\circ;$$

$$\Delta t_7^{(380)} = 3,3 + (3,3 - 4,4) 0,8 = 2,4^\circ.$$

Величину Δt_6 определяем по формуле (2.17) с поправкой по табл. 2.8:

$$\Delta t_6 = 2,4 + 2,1 (4,9 - 2,4) = 7,7^\circ.$$

Максимальное количество тепла, поступающее через стену, определяем по формуле (2.14):

$$Q_4 = 1,3 \cdot 1 (-2,3 + 7,7) = 7 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Максимальная нагрузка ориентировочно придется на 24 ч.

Б. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА ЗА СЧЕТ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ ЧЕРЕЗ ОСТЕКЛЕННЫЕ ПОВЕРХНОСТИ

Схема поступления тепла через остекленные поверхности от солнечной радиации и за счет теплопередачи приведена на рис. 2.4. Тепло солнечной радиации, попадая в помещение, нагревает его пол, стены и оборудова-

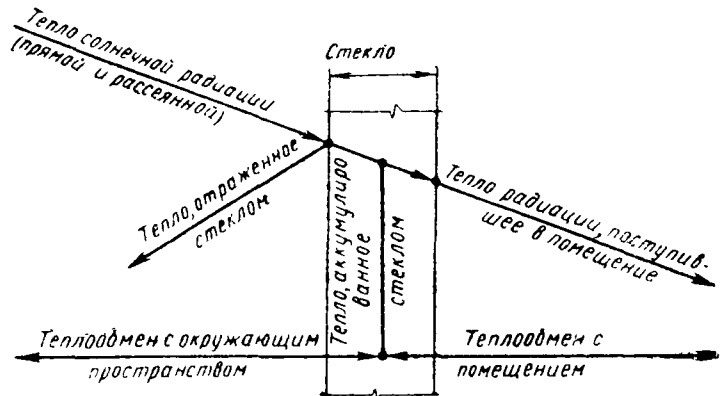


Рис. 2.4. Схема поступлений тепла за счет солнечной радиации и теплопередачи через остекленные поверхности

ние, которые через некоторое время отдают тепло окружающему воздуху; поэтому за расчетную нагрузку от солнечной радиации через остекление рекомендуется принимать среднюю величину между радиацией, соот-

Таблица 2.9

Количество тепла в ккал/ч от солнечной радиации, поступающего через 1 м² обычного одинарного листового стекла

Северная широта в град	Солнечное время (часы)	Вертикальные поверхности								Горизонтальная поверхность	Северная широта в град	Вертикальные поверхности								Горизонтальная поверхность	
		Страны света для 6—12 ч										Страны света для 6—12 ч									
		С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ			С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ		
24→	6	68с	236с	252с	106с	11	11	11	11	43с	48→	73с	351с	404с	203с	19	19	19	19	106с	18
	7	89с	426с	468с	244с	27	27	27	27	187с		35с	385с	521с	342с	30	30	33	33	233с	17
	8	68с	433с	543с	312с	35	41	41	43	372с		41	312с	543с	434с	68с	41	41	41	372с	16
	9	52с	353с	483с	301с	49	49	49	49	537с		49	176с	475с	467с	163с	49	49	49	494с	15
	10	54	222с	347с	244с	57	57	57	57	659с		52	60	334с	439с	233с	52	52	52	583с	14
	11	62	100с	171с	146с	68	62	62	62	732с		54	54	160с	361с	323с	98с	54	54	637с	13
	12	65	65	65	71с	79с	71с	65	65	757с		57	57	57	233с	347с	233с	57	57	656с	12
32→	6	76с	288с	312с	141с	14	14	14	14	62с	56→	175с	355с	425с	224с	23	20	19	20	119с	18
	7	65с	418с	505с	282с	30	30	30	30	206с		33с	361с	521с	371с	33	30	32	32	245с	17
	8	49с	396с	543с	355с	41	41	41	41	380с		39	281с	537с	459с	88с	42	39	40	321с	16
	9	49	290с	480с	363с	62	49	49	49	532с		45	132с	470с	507с	226с	45	46	50	478с	15
	10	54	155с	347с	315с	98с	54	54	54	640с		48	79	325с	475с	292с	46	47	55	560с	14
	11	60	65с	168с	220с	130с	62	62	62	708с		52	71	160с	412с	383с	140с	49	63	590с	13
	12	62	62	62	106с	141с	106с	62	62	732с		55	71	57	290с	425с	280с	52	80	615с	12
40→	6	79с	326с	366с	171с	16	16	16	16	84с	64→	59с	360с	450с	244с	24	17	17	16	149с	18
	7	46с	401с	515с	301с	30	30	30	30	222с		26	336с	521с	400с	31	26	26	25	254с	17
	8	43	355с	543с	393с	49	41	41	41	380с		32	244с	533с	473с	109с	40	31	31	313с	16
	9	49	233с	480с	418с	103с	49	49	49	515с		42	106с	465с	522с	252с	46	37	36	463с	15
	10	54	98с	347с	380с	176с	54	54	54	616с		44	45	315с	504с	332с	48	40	39	512с	14
	11	57	60	168с	290с	288с	68с	57	57	681с		45	41	160с	465с	434с	156с	41	41	555с	13
	12	57	60	62	165с	247с	165с	62	62	700с		48	43	57	327с	480с	326с	44	44	555с	12
Северная широта в град		С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ	Горизонтальная поверхность	Северная широта в град	С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ	Горизонтальная поверхность	Солнечное время (часы)
		Страны света для 12—18 ч										Страны света для 12—18 ч									
		Вертикальные поверхности										Вертикальные поверхности									

Примечание. Символ «с» при цифрах указывает на то, что стекло освещается солнцем; цифры без знака «с» соответствуют положению стекла в тени.

Примечание. Символ «с» при цифрах указывает на то, что стекло освещается солнцем; цифры без знака «с» соответствуют положению стекла в тени.

ветствующей расчетному часу, и радиацией за предшествующий час.

Расчет поступления тепла в помещение следует производить по формулам, приведенным ниже, в которых учитывается тепло как от прямой, так и от рассеянной радиации. При расчете систем вентиляции не следует учитывать поступление тепла за счет теплопередачи [второй член в правой части формул (2.18) и (2.19)].

Количество тепла, поступающего через остекление, освещенное солнцем:

$$Q_c = [k_c k_{1c} q_c + k_2 (t_n - t_{вн})] F \text{ ккал/ч.} \quad (2.18)$$

Количество тепла, поступающее через остекление, находящееся в тени:

$$Q_T = [k_T k_{1T} q_T + k_2 (t_n - t_{вн})] F \text{ ккал/ч.} \quad (2.19)$$

Здесь

q_c и q_T — количество тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации через 1 м² обычного одинарного стекла толщиной 2,4—3,2 мм, через окна, освещенные солнцем или находящиеся в тени, в ккал/м² · ч; q_c и q_T принимаются по табл. 2.9 как средние за 2 ч радиации для часа, соответствующего времени максимума нагрузки в данном помещении, и радиации в предшествующий час;

k_c и k_T — коэффициенты, учитывающие изменение поступления тепла через поверхности, соответственно освещенные солнцем и находящиеся в тени, за счет затенения стекол переплетами и загрязнения атмосферы (табл. 2.10);

k_{1c} и k_{1T} — коэффициенты, учитывающие уменьшение поступления тепла через остекленные поверхности, освещенные солнцем и находящиеся в тени, при применении остекления, отличного от остекления из листового одинарного незатененного стекла;

Таблица 2.10

Значения коэффициентов k_c и k_T , учитывающих изменение поступления тепла за счет затенения стекол переплетами рам и загрязнения атмосферы

Тип остекления	Незагрязненная атмосфера	Загрязненная атмосфера промышленных городов и заводов			
		для поверхностей			
	освещенных солнцем и находящихся в тени	освещенных солнцем		находящихся в тени	
		k_c		k_T	
		24—64° с. ш.	24—40° с. ш.	40—64° с. ш.	24—40° с. ш.
Окна сплошные одинарные витринные без переплетов и стены из стеклоблоков	1	0,7	0,75	1,6	1,75
Окна сплошные двойные витринные без переплетов	0,9	0,63	0,68	1,45	1,58
Окна в металлических рамах:					
одинарных	0,8	0,56	0,6	1,28	1,40
двойных	0,72	0,51	0,54	1,15	1,26
Окна в деревянных рамах:					
одинарных	0,65	0,46	0,48	1,04	1,14
двойных	0,6	0,42	0,45	0,96	1,05

k_2 — коэффициент теплопередачи остекления, принимаемый по части I настоящего справочника;
 t_n и $t_{вн}$ — температуры наружного и внутреннего воздуха в град;
 F — площадь проема в строительной конструкции в м².

Значения коэффициентов k_{1c} и k_{1T} принимаются для различных одинарных стекол по табл. 2.11;

Таблица 2.11

Значения коэффициентов k_{1c} и k_{1T} при применении различных одинарных стекол

Характеристика стекла	Толщина стекла в мм	Значение коэффициента светопропускания стекла	Значения k_{1c} и k_{1T}
Обычное листовое	2,4—3,2	0,86	1
» зеркальное	6,4	0,8	0,95
	9,5	0,75	0,91
	12,7	0,71	0,88
Нешлифованное:			
листовое	3,2	0,59	0,78
	4,8	0,74	0,9
	5,5	0,45	0,66
	5,5	0,71	0,88
зеркальное	6,4	0,67	0,86
	5,5	0,52	0,72
	6,4	0,47	0,7
	9,5	0,33	0,56
	12,7	0,24	0,52

для одинарных стекол, затененных шторами, по табл. 2.12;

для стеклопакетов и двойного остекления по табл. 2.13;

для стеклопакетов или двойного остекления, затененных шторами, по табл. 2.14;

для проемов, заполненных стеклоблоками, при ориентации проема на С, СЗ, З, ЮЗ $k_{1c}=0,65$ и $k_{1T}=0,4$, а при ориентации на СВ, В и ЮВ значение этих коэффициентов равно 0,6.

Значительного снижения теплопритока через окна и стеклоблоки в стенах можно достигнуть, применяя горизонтальные навесы над ними при ориентации остекления на Ю, ЮВ и ЮЗ.

В табл. 2.15 приведена длина горизонтальной проекции над окном или стеной для получения тени высотой 1 м в течение теплого периода года. Практически достаточно обеспечивать затенение стекол для тех часов дня, которые соответствуют наибольшему поступлению тепла.

Для участков остекления, затененных навесами, расчет поступления тепла следует производить по формуле (2.19), принимая величину $q_T=0,2 q_c$ ккал/м² · ч для часов, в которые фасад здания освещен солнцем.

Пример 2.7. Определить количество тепла, поступающего через одинарное сплошное витринное окно площадью 10 м² в юго-западной стене здания, расположенного в промышленном районе на северной широте 40°, при расчетной температуре наружного воздуха 36,6°С и внутренней температуре 20°С при отсутствии искусственного затенения: стекло зеркальное толщиной 10 мм. Максимальные избытки тепла в помещении приходятся на 14 ч. Коэффициент теплопередачи окна $k_2=2,9$ ккал/м² · ч · град.

Решение. Расчет производится по формуле (2.18) и по таблицам.

По табл. 2.9:

в 14 ч $q_c=380$ ккал/м² · ч
 • 13 • $q_c=290$ «
 среднее за 2 ч $q_c=335$ «

Таблица 2.12

Значения коэффициентов k_{1c} и k_{1T} при применении одинарного стекла, затененного шторами с внутренней стороны

Характеристика стекла	Толщина стекла в мм	Коэффициент светопропу- скания стекла	Характеристика ткани затеняющих штор						
			темная		серая		светлая		
			Значения коэффициентов						
			k_{1c}	k_{1T}	k_{1c}	k_{1T}	k_{1c}	k_{1T}	
Обычное: листовое зеркальное Нешлифованное листовое	2,4—3,2 6,4—12,7 4,7—5,5	0,87—0,8 0,8—0,71 0,74—0,71	}	0,69	0,62	0,63	0,58	0,55	0,49
Нешлифованное листовое	3,2—5,5	0,59—0,45							
» зеркальное	{ 5—6,4 9,5 12,7	0,52—0,45 0,33 0,24							
			}	0,54	0,49	0,5	0,45	0,45	0,4
				0,45	0,41	0,43	0,39	0,39	0,36
				0,36	0,33	0,34	0,31	0,33	0,3

Таблица 2.13

Значения коэффициентов k_{1c} и k_{1T} при применении стеклопакетов с воздушной прослойкой 5—13 мм или двойного остекления

Характеристика стекла	Толщина стекла в мм	Значение коэффициента светопропускания стекла		Значение коэффициентов	
		наружного	внутреннего	k_{1c}	k_{1T}
Обычное листовое — наружное и внутреннее	2,4—3,2	0,86	0,86	0,9	0,84
Обычное зеркальное — наружное и внутреннее	6,4	0,8	0,8	0,83	0,77
Нешлифованное зеркальное наружное и обычное зеркальное внутреннее	6,4	0,46	0,8	0,56	0,53

По табл. 2.10: $k_c = 0,75$.По табл. 2.11: $k_{1c} = 0,91$.

По формуле (2.18)

$$Q_c = [0,75 \cdot 0,91 \cdot 335 + 2,9 (36,6 - 20)] 10 = 2760 \text{ ккал/ч.}$$

Пример 2.8. При условиях, приведенных в примере 2.7, определить количество тепла, поступающего через стеклопакет из обычных зеркальных стекол толщиной по 6 мм каждое с воздушной прослойкой 12 мм; коэффициент теплопередачи $k_2 = 1,53 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Решение. По табл. 2.9 находим $q_c = 335 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$; по табл. 2.10 — $k_c = 0,75$; по табл. 2.13 — $k_{1c} = 0,83$.

По формуле (2.18)

$$Q_c = [0,75 \cdot 0,83 \cdot 335 + 1,53 (36,6 - 20)] 10 = 2330 \text{ ккал/ч.}$$

Пример 2.9. При условиях, указанных в примере 2.8, определить количество поступающего тепла при затенении стеклопакетов с внутренней стороны шторами из светлой ткани.

Решение. По табл. 2.9 находим $q_c = 335 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$; по табл. 2.10 — $k_c = 0,75$; по табл. 2.14 — $k_{1c} = 0,5$.

По формуле (2.18)

$$Q_c = [0,75 \cdot 0,5 \cdot 335 + 1,53 (36,6 - 20)] 10 = 1510 \text{ ккал/ч.}$$

Таблица 2.14

Значения коэффициентов k_{1c} и k_{1T} при применении стеклопакетов с воздушной прослойкой 5—13 мм или двойного остекления, затененных с внутренней стороны

Характеристика стекла	Толщина каждого стекла в мм	Коэффициент светопропус- кания стекла		Характеристика тканей затеняющих штор						
		наруж- но- го	внутрен- него	темная	серая		светлая			
				Значения коэффициентов						
				k_{1c}	k_{1T}	k_{1c}	k_{1T}	k_{1c}	k_{1T}	
Обычное листовое — наружное и внутреннее	2,4—3,2	0,86	0,86	}	0,64	0,58	0,58	0,52	0,5	0,45
Обычное зеркальное — наружное и внутреннее	6,4	0,8	0,8							
Нешлифованное зеркальное наружное, обычное зеркаль- ное внутреннее	6,4	0,46	0,8							

Таблица 2.15

Длина горизонтальной проекции навеса для получения тени высотой 1 м, падающей на окно или стену

Северная широта в град	Солнечное время (часы)	Страны света для 6—12 ч						Солнечное время (часы)
		С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	
		Длина горизонтальной проекции навеса в м						
24	6	1,73	*	*	*	—	—	18
	7	—	*	*	*	—	—	17
	8	—	1,08	1,65	1,58	0,16	—	16
	9	—	0,53	1	1,07	0,23	—	15
	10	—	0,23	0,58	0,75	0,27	—	14
	11	—	—	0,28	0,38	0,27	—	13
	12	—	—	—	0,22	0,28	0,22	12
32	6	1,73	*	*	*	—	—	18
	7	—	*	*	*	—	—	17
	8	—	1,08	1,65	1,58	0,16	—	16
	9	—	0,53	1	1,07	0,23	—	15
	10	—	0,23	0,58	0,75	0,27	—	14
	11	—	—	0,28	0,38	0,27	—	13
	12	—	—	—	0,22	0,28	0,22	12
40	6	1,2	*	*	*	—	—	18
	7	—	*	*	*	0,18	—	17
	8	—	0,97	1,89	1,61	0,43	—	16
	9	—	0,47	1,12	1,16	0,54	—	15
	10	—	0,13	0,65	0,91	0,58	—	14
	11	—	—	0,31	0,65	0,61	0,22	13
	12	—	—	—	0,43	0,63	0,43	12
48	6	0,73	*	*	*	—	—	18
	7	—	*	*	*	0,36	—	17
	8	—	0,93	1,96	1,87	0,65	—	16
	9	—	0,33	1,20	1,37	0,75	—	15
	10	—	—	0,73	1,08	0,84	—	14
	11	—	—	0,32	0,84	0,84	0,32	13
	12	—	—	—	0,60	0,84	0,60	12
Северная широта в град	Солнечное время (часы)	Страны света для 12—18 ч						Солнечное время (часы)
		С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	

* Необходимо устройство навеса с длинной горизонтальной поверхности более 2 м.

* Необходимо устройство навеса с длиной горизонтальной поверхности более 2 м.

В. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА ЗА СЧЕТ ИНФИЛЬТРАЦИИ ВОЗДУХА В ТЕПЛЫЙ ПЕРИОД ГОДА

При проектировании систем кондиционирования воздуха в помещениях, как правило, следует поддерживать избыточное давление по отношению к наружному воздуху и смежным помещениям с тем, чтобы препятствовать инфильтрации воздуха, не имеющего необходимых параметров. Указания о количестве воздуха, которое нужно вводить в помещение для создания в нем избыточного давления, приведены в главе 7. Если эти условия соблюдены, то дополнительного тепла, поступающего с инфильтруемым воздухом, учитывать не следует.

Если по экономическим или эксплуатационным соображениям или из-за наличия вредностей количество воздуха, которое запроектировано вводить в помещение, недостаточно для воспрепятствования инфильтрации, то поступление тепла за счет инфильтрации следует учитывать в расчете. В этом случае количество поступающего воздуха за счет инфильтрации рассчитывается так же, как и при расчете отопления (см. часть 1 настоящего справочника). Определение количества воздуха, прорывающегося при открывании дверей, производится согласно указаниям главы 7.

Г. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ВНУТРЕННИЕ ОГРАЖДЕНИЯ

При обычных расчетах систем вентиляции, в том числе вентиляции с испарительным охлаждением воздуха, поступление тепла через внутренние ограждения в теплый период года не учитывается, кроме особых случаев (например, когда разность температур воздуха в смежных помещениях и в помещении, для которого проектируется вентиляция, превышает 10°).

При устройстве кондиционирования воздуха ограждения, отделяющие кондиционируемое помещение от смежных с ним помещений (стены, пол и потолок), должны быть воздухонепроницаемы и теплоизолированы. При кондиционировании, рассчитываемом на поддержание оптимальных параметров внутреннего воздуха, величину термического сопротивления внутренних ограждений следует принимать не менее $1 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}/\text{ккал}$. В других случаях эта величина требует обоснования.

Если смежные помещения не имеют собственных источников тепловыделений и слабо вентилируются, то расчетную разность температур $\Delta t_{p.вн}$ принимают равной:

$$\Delta t_{p.вн} = k_n (t_n - t_{вн}) \text{ град}, \quad (2.20)$$

где k_n — понижающий коэффициент; для междуэтажного перекрытия над кондиционируемым помещением, если расположенный выше этаж находится непосредственно под кровельным или чердачным покрытием, $k_n=0,75$; для всех ограждений, кроме полов, расположенных над первым этажом здания, над подвалом или на уровне земли, $k_n=0,5$; для полов, расположенных над первым этажом здания, $k_n=0,25$;

t_n — расчетная температура наружного воздуха в теплый период года (принятая для расчета системы кондиционирования) в град;

$t_{вн}$ — температура в кондиционируемом помещении в град.

Для полов, расположенных на грунте или над подвалом, тепловой приток не учитывается.

При усиленной вентиляции наружным воздухом и отсутствии тепловыделений в смежных помещениях температура воздуха в них практически равна температуре наружного воздуха, и величину k_n следует принимать равной единице.

При наличии избытков тепла внутри смежных помещений расчетная разность температур принимается равной:

$$\Delta t_{р.вн} = t_c - t_{вн} = t_n + \Delta t_c - t_{вн} \text{ град}, \quad (2.21)$$

где t_c — температура воздуха в смежных помещениях в град;
 Δt_c — превышение температуры в смежном помещении над температурой наружного воздуха в град; величина Δt_c определяется расчетом по нормам СНиП II-Г.7-62 или по натурным измерениям.

2.4. ВЛАГОВЫДЕЛЕНИЯ И БОРЬБА С НИМИ

А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛАГОВЫДЕЛЕНИЙ

Количество влаги, испаряющейся с открытой некипящей водной поверхности, рекомендуется определять по формуле

$$G_{вл} = (a + 0,0174v) (P_2 - P_1) F \text{ кг/ч}, \quad (2.22)$$

где a — фактор скорости движения окружающего воздуха под влиянием гравитационных сил при его температуре в пределах 15–30° С (табл. 2.16);
 v — относительная скорость движения воздуха над источником испарения в м/сек;
 P_1 — упругость водяного пара в воздухе помещения в мм рт. ст.;
 P_2 — упругость водяного пара, соответствующая полному насыщению при температуре воздуха, равной температуре поверхности воды, в мм рт. ст.;
 F — поверхность испарения в м².

Таблица 2.16

Значения фактора скорости a

Температура воды в град	До 30	40	50	60	70	80	90	100
Фактор скорости a	0,022	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,06

Значения температуры поверхности испарения в зависимости от температуры жидкости (при параметрах воздуха в помещении $t \approx 20^\circ \text{С}$ и $\varphi \approx 70\%$)

Температура горячей воды в град	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
Температура поверхности испарения в град	18	23	28	33	37	41	45	48	51	54	58	63	69	75	82	90	97

Если температура горячей воды поддерживается постоянной и жидкость находится в спокойном состоянии, то температура поверхности испарения принимается по табл. 2.17. Если жидкость перемешивается за счет движения материала или вследствие других причин, то температура ее поверхности принимается равной средней температуре жидкости.

Если испарение происходит без подведения тепла к жидкости, величина P_2 определяется температурой мокрого термометра окружающего воздуха.

Для жидкостей любого состава (кроме воды) испарение с открытой поверхности определяется по формулам

$$G_{ж} = m (0,000352 + 0,000786 v) P F \text{ кг/ч}, \quad (2.23)$$

где m — молекулярный вес жидкости;
 v — относительная скорость движения воздуха над источником испарения в м/сек;
 P — упругость паров жидкости, насыщающих воздух при температуре жидкости, в мм рт. ст.;
 F — поверхность испарения в м².

Количество воды, испаряющейся с мокрых поверхностей здания и оборудования, может быть определено по формуле (2.22) при значении коэффициента $a=0,031$.

Если известны количество, начальная и конечная температуры воды, стекающей на пол, то количество испарившейся воды со смоченной поверхности пола приблизительно равно:

$$G_n \approx \frac{G_c (t_n - t_k)}{r} \text{ кг/ч}, \quad (2.24)$$

где G_c — количество воды, стекающей на пол, в кг/ч;
 t_n — начальная температура стекающей воды в град;
 t_k — конечная температура воды, сбрасываемой в канализацию, в град;
 r — скрытая теплота испарения, равная около 585 ккал/кг.

Количество воды, испаряющейся с мокрой поверхности пола, если вода длительное время находится на полу и испарение ее происходит за счет теплообмена с воздухом, приблизительно равно:

$$G_n \approx (6 \div 6,5) (t_v - t_m) F \text{ г/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (2.25)$$

где t_v и t_m — температура воздуха в помещении соответственно по сухому и мокрому термометру в град.

Испарение с влажных поверхностей материалов и изделий определяется на основе опытных или технологических данных.

Влаговыведения через неплотности в оборудовании и коммуникациях определяются по аналогии с полученными при натурных обследованиях.

Количество паров воды, образующейся при сжигании газов, зависит от их химического состава и определяется на основании реакций горения.

Таблица 2.17

При кипении воды количество испаряющейся влаги определяется по количеству тепла, затрачиваемого на парообразование; ориентировочно принимается около 40 кг/ч с 1 м² поверхности испарения.

При устройстве плотных укрытий или крышек, не имеющих отсоса воздуха, влаговыведения в помещение можно определять по приведенным выше формулам, вводя понижающий коэффициент (0,1—0,3), учитывающий повышенное парциальное давление водяного пара в воздухе под укрытием.

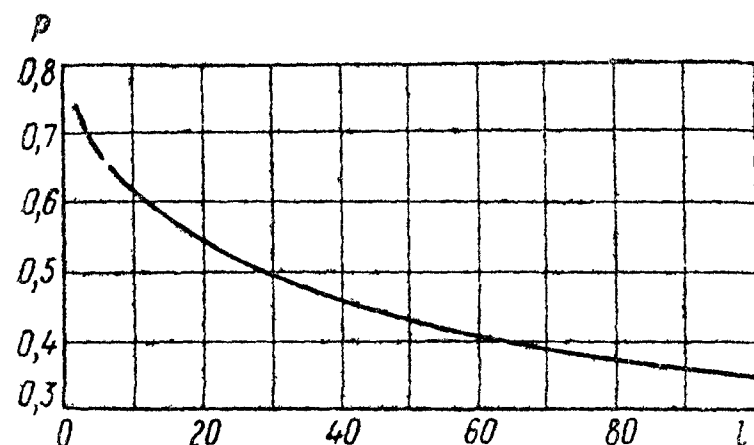


Рис. 2.5. График для определения коэффициента прорыва тепла и влаги p в зависимости от удельного расхода воздуха l , удаляемого из-под зонты или завесы, в кг на 1 кг испаренной влаги

При наличии отсоса воздуха из укрытия прорыв влаги в помещение рекомендуется принимать в размере 15—20% (при редком открывании дверей или люков) и 25—30% (при частом их открывании) общего количества влаги, выделяющейся в укрытии, определяя его по формулам для испарения с открытой поверхности. Прорыв влаги в помещение из-под зонтов и завес определяется аналогично сказанному, но понижающий коэффициент p принимается по графику (рис. 2.5), предложенному А. В. Пузыревым.

Б. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНОВ

Необходимое количество воздуха для общеобменной вентиляции в помещениях с влаговыведениями при схеме вентиляции снизу вверх определяется по формуле

$$G = \frac{nG_{\text{вл}} \cdot 10^3}{d_p - d_n} \text{ кг/ч}, \quad (2.26)$$

где $G_{\text{вл}}$ — количество выделяющейся в цехе влаги в кг/ч;
 d_p — допустимое влагосодержание воздуха в рабочей зоне в г/кг;
 d_n — влагосодержание приточного воздуха в г/кг;
 n — коэффициент, учитывающий долю влаги, поступающей в рабочую зону, при отсутствии опытных данных принимают $n=1$.

Необходимое количество воздуха для общеобменной вентиляции в цехах с одновременным выделением влаги и тепла при схеме вентиляции снизу вверх следует определять по формуле

$$G = \frac{mQ}{I_p - I_n} \text{ кг/ч}, \quad (2.27)$$

где m — коэффициент, учитывающий долю тепла, поступающего в рабочую зону; при отсутствии опытных данных принимают $m=1$;
 Q — количество избыточного полного тепла подлежащего удалению, в ккал/ч;

I_n и I_p — теплосодержание приточного воздуха и воздуха в рабочей зоне в ккал/кг.

Конечные параметры воздуха, удаляемого из верхней зоны, могут быть найдены по формулам:

$$d_y = d_n + \frac{G_{\text{вл}} \cdot 10^3}{G} \text{ г/кг}; \quad (2.28)$$

$$I_y = I_n + \frac{Q}{G} \text{ ккал/кг}; \quad (2.29)$$

$$t_y = t_n + \frac{Q_{\text{явн}}}{0,24G} \text{ град}, \quad (2.30)$$

где d_y , I_y и t_y — влагосодержание, теплосодержание и температура воздуха в верхней зоне;

d_n , I_n и t_n — влагосодержание, теплосодержание и температура поступающего воздуха;

$Q_{\text{явн}}$ и Q — избытки явного и полного тепла в ккал/ч.

Производительность вентиляционных систем в помещениях с влаговыведениями, полученную по формулам (2.26) и (2.27), надлежит проверять исходя из условий предотвращения туманообразования в помещениях и конденсации водяных паров на внутренних поверхностях наружных конструкций (за исключением окон и фрамуг фонарей с углом наклона к горизонту более 55°, на поверхности остекления которых конденсация допускается при условии организованного отвода конденсата) при расчетных параметрах Б для наружного воздуха в холодный период года.

В производственных помещениях с мокрыми процессами (например, кожевенные заводы, красильные и др.), а также в некоторых коммунальных предприятиях (например, бани, прачечные и др.) образование конденсата на внутренних поверхностях ограждений допускается, если образующаяся капля не создает опасности порчи ограждений или продукции предприятия.

В большинстве случаев влага и тепло выделяются вместе. Поэтому расчет воздухообмена рекомендуется вести по $I-d$ -диаграмме.

Линия процесса ассимиляции тепла и влаги характеризуется тепловлажностным отношением (см. главу 1)

$$\varepsilon = \frac{Q}{G_{\text{вл}}}, \quad (2.31)$$

где Q — избытки полного тепла в помещении (с учетом теплосодержания выделяющего пара) в ккал/ч;
 $G_{\text{вл}}$ — количество выделяющейся влаги в кг/ч.

Из точки $П$, выражающей начальное состояние приточного воздуха, поступающего в помещение, на $I-d$ -диаграмме проводится линия $I=\text{const}$ (рис. 2.6). Задаваясь произвольным значением Δd , находим ΔI по уравнению

$$\Delta I = \frac{\varepsilon \Delta d}{10^3} \text{ ккал/кг}. \quad (2.32)$$

Откладывая на $I-d$ -диаграмме отрезок $AB = \Delta I$, находим точку $В$. Линия, проходящая через точки $П$ и $В$, является искомой линией процесса.

При удалении воздуха на разных отметках (например, в рабочей и верхней зонах) определяется средневзвешенная величина связывающего эффекта по уравнениям

$$\Delta I_y = \frac{G_m \Delta I_p + G_o \Delta I_o}{G} \text{ ккал/кг}; \quad (2.33)$$

$$\Delta d_y = \frac{G_m \Delta d_p + G_0 \Delta d_0}{G} \text{ г/кг}, \quad (2.34)$$

где G_m и G_0 — количество воздуха, удаляемого из помещения на уровнях соответственно ниже и выше 2 м, в кг/ч;

$G = G_m + G_0$ — общее количество удаляемого воздуха в кг/ч;

ΔI_p и Δd_p — связывающие эффекты по теплу и влаге при удалении воздуха на отметках ниже 2 м;

ΔI_0 и Δd_0 — то же, при удалении воздуха из верхней зоны.

Схема расчета вентиляции в помещениях с тепло- и влаговыделениями зависит от того, известно ли коли-

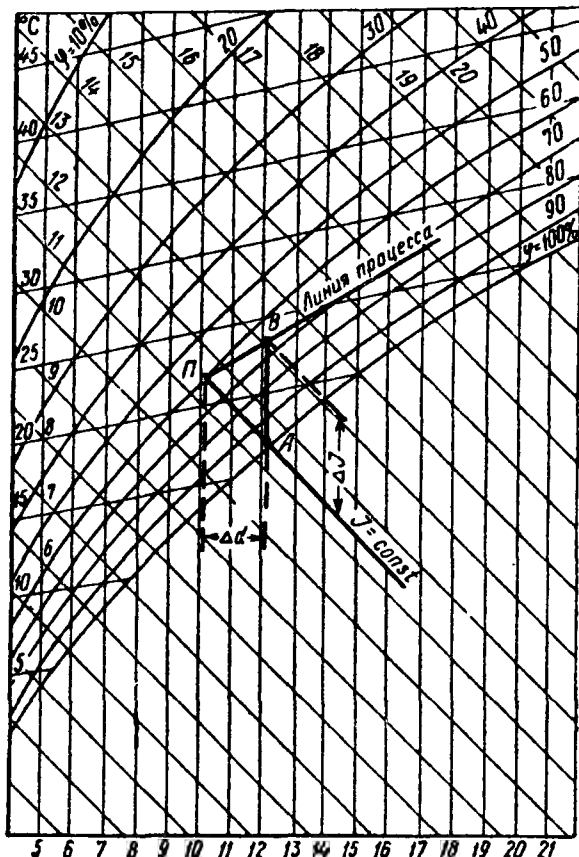


Рис. 2.6. Построение процесса совместного выделения влаги и тепла на I — d -диаграмме

чество тепла и влаги, поступающих в рабочую зону, т. е. коэффициенты m и n .

Если известно количество тепла и влаги, поступающих в рабочую зону, то:

а) определяется значение тепловлажностного отношения по общим избыткам тепла и влаги по формуле (2.31) и на I — d -диаграмме из точки Π , характеризующей параметры приточного (поступающего) воздуха, проводится линия процесса ассимиляции тепла и влаги (рис. 2.7);

б) выбирается точка P , характеризующая параметры воздуха в рабочей зоне цеха, на линии процесса (в соответствии с действующими санитарными нормами) и определяется связывающий эффект по влаге и по теплу для этой зоны, т. е.

$$\begin{aligned} \Delta d_p &= d_p - d_{\Pi}; \\ \Delta I_p &= I_p - I_{\Pi}; \end{aligned}$$

в) определяется количество приточного воздуха по формулам (2.26) или (2.27), которое должно быть подано в рабочую зону;

г) определяется общее количество воздуха, удаляемого местными отсосами, которые имеют вытяжные отверстия не выше 2 м от пола по формуле

$$G_m = G_{m1} + G_{m2} + \dots + G_{mn} \text{ кг/ч};$$

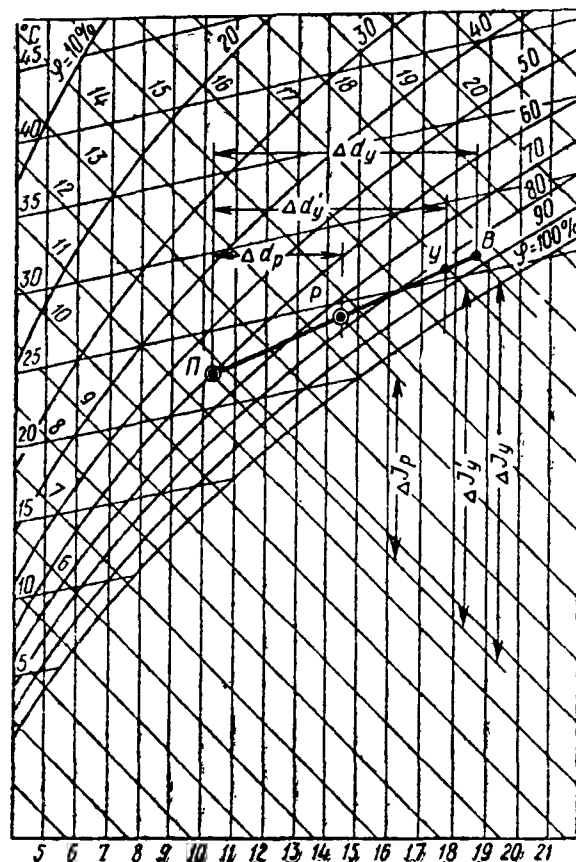


Рис. 2.7. Графический расчет вентиляции с использованием I — d -диаграммы

д) определяется конечное тепло- и влагосодержание воздуха, удаляемого из верхней зоны по формулам:

$$d'_y = d_{\Pi} + \frac{G_{вл} - G_m \Delta d_p}{G - G_m} \text{ г/кг};$$

$$I'_y = I_{\Pi} + \frac{Q - G_m \Delta I_p}{G - G_m} \text{ ккал/кг}.$$

Если полученные параметры воздуха недопустимы с точки зрения возможности конденсации паров на ограждениях, то они должны быть изменены путем увеличения объема приточного воздуха, выбора других его параметров или устройства для обогрева верхней зоны помещения.

Если неизвестно количество тепла и влаги, поступающих в рабочую зону, то:

а) определяется и наносится на I — d -диаграмму линия процесса ассимиляции тепла и влаги (как и в первом случае); находятся точка P и значения Δd_p и ΔI_p ;

б) определяется количество тепла и влаги, удаляемое из помещения местными отсосами через укрытия, зонты и завесы на уровне не более 2 м от пола:

$$Q_m = G_m \Delta I_p \text{ ккал/ч};$$

$$G_{вл.м} = G_m \Delta d_p \cdot 10^{-3} \text{ кг/ч};$$

в) выбирается точка B , которая характеризует параметры воздуха, удаляемого из верхней зоны; связываю-

г) определяется количество воздуха, удаляемого из верхней зоны, по выражению

д) определяется общий объем приточного воздуха

$$G = G_M + G_0 \kappa z/4.$$

Для предупреждения конденсации влаги на покрытии параметры воздуха, удаляемого из помещения системой общей вытяжки, должны быть такими, чтобы температура внутренней поверхности покрытия, граничащего с наружным воздухом, была на $0,5-1^\circ$ выше температуры точки росы $t_{\text{уходящего}}$ воздуха. Требуемая температура уходящего воздуха $t_{\text{в}}$ для однородного покрытия должна быть равна:

где α_B — коэффициент тепловосприятия от воздуха к внутренней поверхности покрытия в $\text{ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{град}$;
 k — коэффициент теплопередачи покрытия в $\text{ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{град}$;
 t_H — расчетная температура наружного воздуха по параметрам Б для холодного периода года в град .

Если параметры воздуха, который должен удаляться общей вытяжкой во избежание конденсации при температуре его $t'_в$, изображаются на $I-d$ -диаграмме точкой, лежащей выше линии процесса ассимиляции тепла и влаги в помещении, то, следовательно, в помещении не хватает тепла и следует проектировать продувку верхней зоны подогретым воздухом или подогрев воздуха верхней зоны путем установки под покрытием приборов отопления; последняя рекомендация целесообразна только при необходимости небольшого подогрева воздуха верхней зоны и не может быть использована для теплого периода года.

Во избежание конденсации водяного пара и образования капли на потолке помещения над оборудованием, выделяющим влагу, при устройстве укрытий (например, типа завес), внутри этого пространства также следует проектировать продувку верхней зоны горячим воздухом или подогрев воздуха путем установки приборов отопления.

Для определения необходимости устройства продувки внутри укрытия определяются параметры воздуха, удаляемого из укрытий местными отсосами, по формулам:

а) при отборе воздуха под укрытие на уровнях от пола, не превышающих 2 м.

$$\Delta d'_{\text{м.н}} = \Delta d_{\text{р}} + \frac{(1-p) G'_{\text{вл}} \cdot 10^3}{G'_{\text{м.н}}} \varepsilon' \kappa \varepsilon; \quad (2.37)$$

б) при отборе воздуха из верхней зоны

$$\Delta I'_{\text{м.б}} = \Delta I_0 + \frac{(1-p)Q'}{G'_{\text{м.б}}} \text{ ккал/кг}; \quad (2.38)$$

$$\Delta d'_{\text{M.B}} = \Delta d_0 + \frac{(1-p) G'_{\text{B.1}} \cdot 10^3}{G'_{\text{M.B}}} \varepsilon' \kappa \varepsilon, \quad (2.39)$$

где $\Delta I'_{\text{м.н}}$ и $\Delta d'_{\text{м.н}}$, $\Delta I'_{\text{м.в}}$ и $\Delta d'_{\text{м.в}}$ — связывающие эффекты по теплу в ккал/кг и влаге в г/кг при засосе воздуха местными отсосами соответственно из нижней или верхней зоны помещения;

Q' и $G'_{\text{вл}}$ — выделения тепла и влаги
внутри укрытия в ккал/ч
и кг/ч;

ρ — коэффициент прорыва тепла и влаги из укрытия в помещение;

$G'_{\text{м.н}}$ и $G'_{\text{м.в}}$ — количество воздуха, удаляемого соответственно из нижней или верхней зоны, в кг/ч.

Зная величины связывающих эффектов по теплу и влаге — $\Delta I'_{м.н}$ и $\Delta d'_{м.н}$, $\Delta I'_{м.в}$ и $\Delta d'_{м.в}$, на $I-d$ -диаграмме находят точки, которые выражают параметры воздуха, удаляемого местными отсосами из рабочей и верхней зон цеха. Эти точки могут находиться как на линии общего процесса ассимиляции тепла и влаги в цехе, так и ниже или выше ее. По найденным точкам может быть построен процесс ассимиляции тепла и влаги внутри укрытий и определена необходимость продувки горячим воздухом.

В качестве примера приводится ход расчета продувки укрытия, излагаемый применительно к случаю, когда в укрытиезасасывается воздух с параметрами рабочей зоны (рис. 2.8).

1. Определяем связывающие эффекты по теплу и влаге внутри укрытия по формулам (2.36) и (2.37):

$$\Delta I'_{\text{укр}} = \Delta I'_{\text{м.н}} - \Delta I_p = \frac{(1-p) Q'}{G'_{\text{м.н}}} \text{ ккал/кг};$$

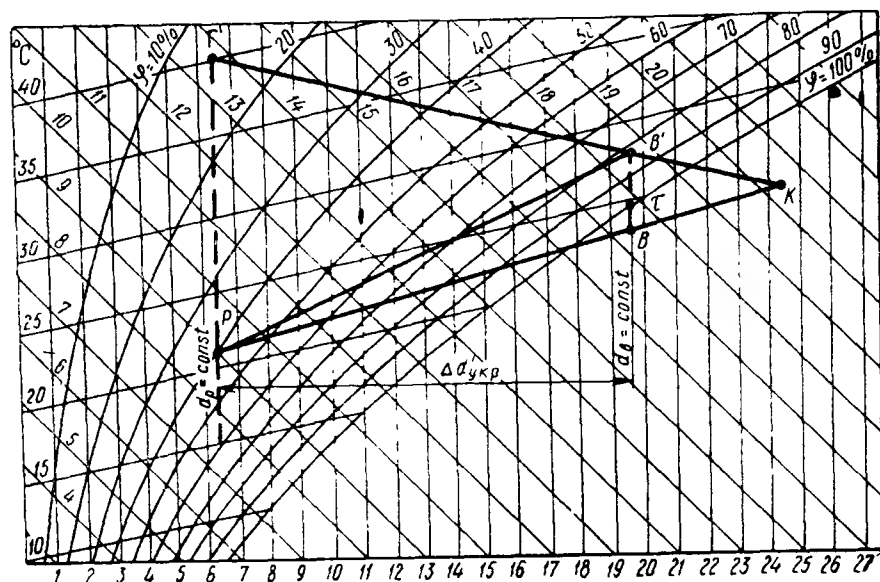


Рис. 2.8. Ход расчета продувки укрытия на $l-d$ -диаграмме

$$\Delta d'_{\text{укр}} = \Delta d'_{\text{м.н}} - \Delta d_p = \frac{(1-p) G'_{\text{вл}} \cdot 10^3}{G'_{\text{м.н}}} \text{ г/кг.}$$

2. Строим на $I-d$ -диаграмме линию процесса ассимиляции под укрытием по величине $\epsilon = Q'/G'_{\text{вл}}$, принимая за начало точку P , выражающую параметры воздуха рабочей зоны цеха.

3. Находим на линии процесса точку B , выражающую параметры воздуха, удаляемого из укрытия, зная величины $\Delta I'_{\text{укр}}$ и $\Delta d'_{\text{укр}}$.

4. Определяем, необходимую температуру удаляемого из укрытия воздуха t'_y по формуле (2.35). В рассматриваемом примере следует в указанную формулу вместо t_n подставить среднюю температуру воздуха в цехе

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_p + t_y}{2}.$$

5. Наносим точку B' на линии $d_B = \text{const}$; температура этой точки соответствует определенной по формуле (2.35).

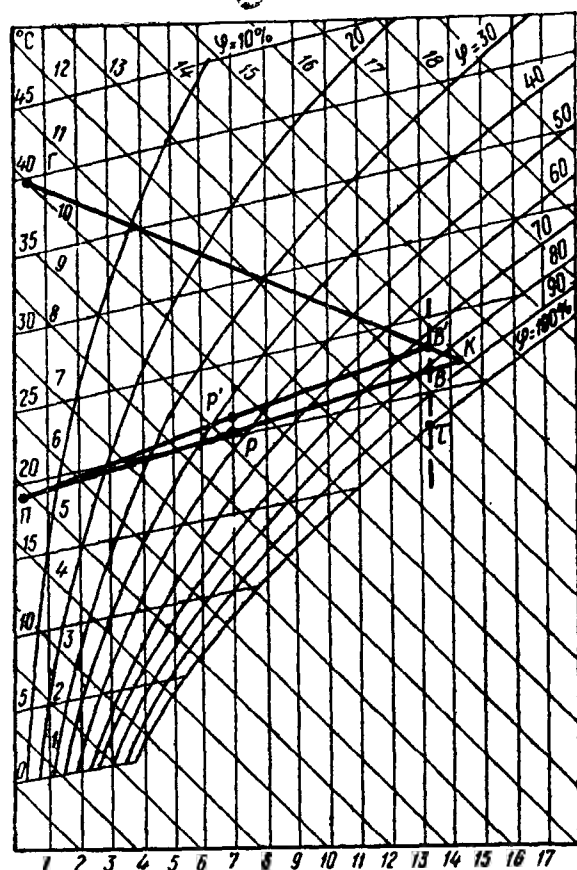


Рис. 2.9. Ход расчета продувки верхней зоны помещения на $I-d$ -диаграмме

Точка B' характеризует необходимые параметры отработавшего воздуха. Если она лежит выше точки B , как в данном случае, то следует предусматривать продувку.

6. Задавшись температурой продувочного воздуха, равной 40° С, наносим на линию $d_p = \text{const}$ точку Γ' , выражающую его параметры.

7. Проводим линию процесса ассимиляции для продувочного воздуха из точки Γ' через точку B' до пересечения с линией ассимиляции по вентиляционному воздуху, проходящей из точки P через точку B . Точка пересечения на рис. 2.8 обозначена буквой K .

8. Определяем потребное количество продувочного воздуха, зависящее от отношения длины отрезка $[B'K]$ к длине линии $[\Gamma'K]$:

$$G_{\Gamma} = \frac{G'_{\text{м.н}} [B'K]}{[\Gamma'K]} \text{ кг/ч.}$$

9. Определяем количество вентиляционного воздуха, входящего под укрытие:

$$G_B = G'_{\text{м.н}} - G_{\Gamma} \text{ кг/ч.}$$

При наличии продувки количество воздуха, удаляемого местным отсосом, остается неизменным.

10. Определяем расход тепла на подогрев продувочного воздуха:

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} (I'_{\Gamma} - I_p) \text{ ккал/ч.}$$

Линия PB' на рис. 2.8 представляет собой линию процесса ассимиляции влаги и тепла смесью продувочного и вентиляционного воздуха.

Расчет продувки верхней зоны помещения для предупреждения конденсации влаги производится по схеме процесса, приведенного на рис. 2.9.

1. На пересечении линии $d_n = \text{const}$, соответствующей расчетным параметрам B для холодного периода года, с линией выбранной температуры притока наносим точку Π , характеризующую параметры приточного воздуха;

2. Исходя из отношения $\epsilon = Q/G_{\text{вл}}$, проводим из точки Π линию PK процесса ассимиляции тепла и влаги.

3. На линию процесса наносится точка P , характеризующая параметры воздуха в рабочей зоне; эти параметры должны соответствовать требованиям санитарных норм.

4. Определяем связывающий эффект:

$$\Delta d_p = d_p - d_{\Pi}.$$

5. Определяем количество приточного воздуха по формуле (2.26)

$$G = \frac{n G_{\text{вл}} \cdot 10^3}{\Delta d_p} \text{ кг/ч.}$$

6. Зная количество воздуха, удаляемого местными отсосами из зоны ниже 2 м от пола, получаем количество воздуха, удаляемого из верхней зоны:

$$G_y = G - G_m \text{ кг/ч.}$$

7. Находим среднее влагосодержание воздуха в верхней зоне

$$d_y = d_{\Pi} + \frac{G_{\text{вл}} \cdot 10^3 - G_m \Delta d_p}{G_y} \text{ г/кг.}$$

Пересечение линии d_y с линией процесса даст точку B , характеризующую параметры воздуха в верхней зоне.

8. Определяем необходимую под покрытием температуру t'_B по формуле (2.35). Линия температуры t'_B в пересечении с линией d_y даст точку B' , характеризующую необходимые (по условиям предотвращения конденсации) параметры воздуха в верхней зоне. Если точка B' лежит выше точки B , как это принято на рис. 2.9, продувка или дополнительный нагрев воздуха необходимы.

9. Принимаем продувку воздухом, нагретым до температуры 40° С; в этом случае параметры продувочного воздуха будут соответствовать точке Γ .

10. Проведем из точки Γ через точку B' линию до пересечения с линией процесса по вентиляционному воздуху (точка K).

11. Определяем количество продувочного воздуха.

$$G_{\Gamma} = \frac{G [B'K]}{[\Gamma K]} \text{ кг/ч.}$$

где $[B'K]$ и $[\Gamma K]$ — длины соответствующих отрезков прямой; количество вентиляционного воздуха:

$$G_B = G - G_{\Gamma} \text{ кг/ч.}$$

12. Расход тепла на нагрев продувочного воздуха:

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} (I_{\Gamma} - I_n) \text{ ккал/ч.}$$

ГЛАВА 3

ПОСТУПЛЕНИЕ ВРЕДНЫХ ГАЗОВ И ПАРОВ В ПОМЕЩЕНИЯ
И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНОВ3.1. ИСТОЧНИКИ ВЫДЕЛЕНИЯ ВРЕДНЫХ
ГАЗОВ, ПАРОВ И ПЫЛИ

Вредные газы и пары попадают в производственные помещения через неплотности коммуникаций, оборудования и аппаратуры (фланцы, вентили, сальники и т. п.), при химических процессах, а также в результате испарения с открытых поверхностей сосудов и резервуаров, испарения при сушке материалов, смоченных или пропитанных различными летучими веществами, и др.

Количество газов и паров G , просачивающихся в производственные помещения через неплотности коммуникаций и оборудования, находящихся под повышен-

ным давлением, можно определять по приближенной формуле Н. Н. Репина

$$G = kcV \sqrt{\frac{M}{T}} \text{ кг/ч}, \quad (3.1)$$

где k — коэффициент запаса, учитывающий качество эксплуатации;
 c — коэффициент, зависящий от давления газов или паров и степени негерметичности m коммуникаций и оборудования (табл. 3.1);
 V — внутренний объем коммуникаций и оборудования, находящегося под давлением, в м^3 ;
 M — молекулярный вес газов или паров;
 T — абсолютная температура газов или паров в град.

Таблица 3.1

Значения коэффициента c в зависимости от рабочего давления в системах P_p

Параметры	Рабочее давление P_p в кг/см^2						
	до 2	2	7	17	41	161	401
Пробное давление (начальное) P_n в кг/см^2	—	3	11	25	56	201	501
Степень негерметичности: относительная m в долях объема в 1 ч	0,04	0,03	0,01	0,005	0,002	0,0005	0,0002
абсолютная ΔP_a в кг/м^2	—	900	1100	1250	1120	1050	1000
Коэффициент c	0,121	0,166	0,182	0,189	0,207	0,298	0,297

Относительная степень негерметичности в долях объема оборудования составляет:

$$m = \frac{P_n - P_k}{zP_n} = \frac{\Delta P_a}{zP_n} \text{ ч}, \quad (3.2)$$

где P_n — начальное давление газов и паров при опробовании аппаратуры на герметичность в кг/м^2 ;
 P_k — конечное давление газов или паров в кг/м^2 ;
 z — время истечения газов и паров в ч.

Если фактическая негерметичность более чем вдвое превышает значения, указанные в табл. 3.1, количество газов и паров, просачивающихся в помещение, можно определить по формуле

$$G = \frac{km_\phi VP_p}{848} \sqrt{\frac{M_p M_n}{T_p T_n}} \text{ кг/ч}, \quad (3.3)$$

где P_p — рабочее давление газов или паров внутри коммуникаций и оборудования в кг/м^2 ;
 M_p и T_p — молекулярный вес и абсолютная температура газов или паров;
 M_n и T_n — молекулярный вес и абсолютная температура газа, которым производилось испытание на герметичность;
 m_ϕ — фактическая негерметичность коммуникаций и оборудования в долях объема в 1 ч.

Практическое использование формул (3.1) и (3.3) чрезвычайно затруднено вследствие того, что данные действительной герметичности оборудования обычно отсутствуют, поэтому практические данные о количестве вредных веществ, которые выделяются в химических цехах с аппаратурой, находящейся под давлением, следует

брать из указаний по проектированию соответствующих производств или по данным технологов.

Количество паров, поступающих в помещения за счет испарения с открытых поверхностей сосудов и резервуаров, можно ориентировочно определить по формуле

$$G = 0,001 (5,38 + 4,1 v) P \sqrt{M} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (3.4)$$

где v — скорость движения воздуха над источником испарения жидкости в м/сек ;
 P — давление насыщенного пара или газа при температуре испарения в мм рт. ст.

При отсутствии вентиляционных укрытий рекомендуется принимать $v = 0,5 \text{ м/сек}$.

Давление насыщенного пара P следует определять по номограмме на рис. 3.1, на которой средняя вертикальная шкала P — давление насыщенного пара — градуирована в мм рт. ст. , а шкалы t_1 и t_2 — температуры пара в $^\circ\text{C}$.

На промежуточных шкалах S_1 и S_2 нанесены номера, соответствующие парам различных химически чистых веществ.

Пример 3.1. Определить давление насыщенного пара четыреххлористого углерода при 20°C .

Решение. Четыреххлористому углероду на номограмме (см. рис. 3.1) соответствует номер 14а. Проводя прямую, через точку А на шкале t_1 , соответствующую 20°C , и точку В на шкале S_1 (у номера 14а), находим в точке В на шкале P давление пара, равное 90 мм рт. ст.

Количество паров, выделяющееся при сушке материалов, определяется по формуле

$$G = \frac{BnF_n}{100} \text{ кг/ч}, \quad (3.5)$$

где B — удельный расход жидких химикатов (например, лакокрасочных материалов при окраске) в $\text{кг}/\text{м}^2$;
 n — содержание летучих, выделяющихся при высыхании материала, в %;
 $F_{\text{и}}$ — поверхность испарения в м^2 .

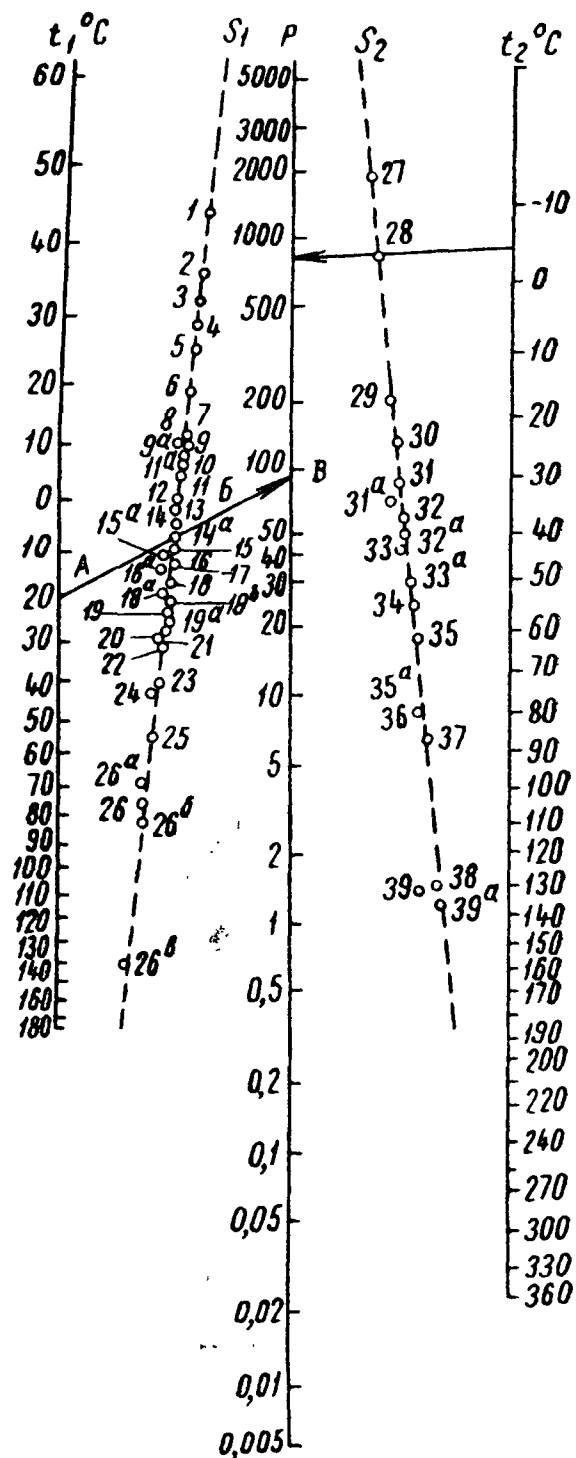


Рис. 3.1. Номограмма для определения давления насыщенного пара для химически чистых веществ (по В. А. Кирееву)

1 — метилсиликан; 2 — пропандиен; 3 — хлористый метил; 4 — хлористый этилен; 5 — бутандиен; 6 — хлорэтил; 7 — изопрен; 8 — метилформиат; 9 — пентан; 9^а — диэтиловый эфир; 10 — бромэтил; 11 — хлористый метилен; 11^а — сероуглерод; 12 — этилформиат; 13 — хлороформ; 14 — н. гексан; 14^а — четыреххлористый углерод; 15 — бензол; 15^а — трихлорэтилен; 16 — этилацетат; 16^а — дихлорэтан; 17 — фторбензол; 18 — н. гектан; 18^а — этилпропионат; 19 — толуол; 19^а — тетрахлорэтилен; 20 — н. октан (V); 21 — н. октан (W); 22 — хлорбензол; 23 — бромбензол; 24 — н. декан (V); 25 — йодбензол; 26 — нафталин; 26^а — камфара; 26^б — дифенил; 26^в — антрацен; 27 — аммиак; 28 — метиламин; 29 — ацетон; 30 — метиловый спирт; 31 — этиловый спирт;

3.2. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ВЕНТИЛЯЦИИ ПОМЕЩЕНИЙ С ВРЕДНОСТЯМИ В ВИДЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

Распространение газов и паров в воздухе помещения зависит от их удельного веса, концентрации, коэффициента диффузии, но главным образом от интенсивности циркуляции потоков воздуха в помещении. Как правило, вследствие наличия воздушных потоков в помещении скорость распространения вредных веществ в сотни раз превышает скорость диффузии.

Удельный вес и концентрация газов и паров весьма слабо влияют на направления их распространения. Даже такие тяжелые газы, как окислы азота, хлор и сернистый ангидрид, увлекаются воздушными потоками и распространяются ими по помещению.

В помещениях с интенсивными источниками тепла при правильной организации воздухообмена наибольшая концентрация вредных газов обычно оказывается в верхних зонах. Только в тех случаях, когда тяжелые газы в больших количествах не подвергаются нагреванию и имеют одинаковую температуру с окружающим неподвижным воздухом, они опускаются и накапливаются внизу (например, в складах).

В помещениях, где выделяются газо- и парообразные вредности, наиболее рациональной и эффективной является местная вытяжная вентиляция.

Местные отсосы создают внутри укрытий разрежение и подсос воздуха через рабочие проемы, зазоры или неплотности укрытий, что препятствует «выбиванию» вредных газов и паров в помещение.

Если источник вредностей невозможно локализовать, а вентилировать весь объем помещения неэффективно или нецелесообразно, рекомендуется устраивать зональную вытяжку и подачу притока воздуха при помощи воздушных душей.

Общеобменная вентиляция в помещениях устраивается в тех случаях, когда местную или зональную вентиляцию осуществить невозможно, а также в дополнение к ней для удаления вредностей, прорвавшихся из укрытий.

Количество воздуха L для общеобменной вентиляции определяется по количеству выделяющихся или вырвавшихся из-под укрытий вредных газов и паров из расчета разбавления их до предельно допустимой концентрации по формуле

$$L = 1000 \frac{nG}{g - g_1} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3.6)$$

где n — коэффициент, учитывающий долю производственных вредностей, которые поступают в рабочую зону и определяемый опытным путем; при отсутствии опытных данных следует принимать $n=1$;

G — количество вредных газов и паров, поступающих в помещение, в $\text{г}/\text{ч}$;

g — предельно допустимая концентрация газа в $\text{мг}/\text{м}^3$ (по СНиП II-Г.7-62);

g_1 — содержание газа в приточном воздухе в $\text{мг}/\text{м}^3$

31^а — муравьиная кислота; 32 — вода; 32^а — пропиловый спирт; 33 — уксусная кислота; 33^а — бутиловый спирт; 34 — пропионовая кислота; 35 — изомасляная кислота; 35^а — валерьяновая кислота; 36 — н. бутиленгликоль; 37 — этиленгликоль; 38 — глицерин; 39 — ртуть; 39^а — свинец

Примечание. На шкале t_1 в градусах Цельсия от 0 вверх приведены отрицательные температуры, а вниз — положительные.

3.3. ПРАКТИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЕНТИЛЯЦИИ ПОМЕЩЕНИЙ С ГАЗОВЫМИ ВРЕДНОСТЯМИ

Если не представляется возможным установить количество вредных газов и паров, выделяющихся в воздушную среду помещений, и не имеется официальных данных для проектирования вентиляции в этих помещениях, то количество воздуха, необходимого для вентиляции, может быть ориентировочно определено по кратностям воздухообменов, приведенным в правилах и нормах по технике безопасности, выпущенных в 1959—1964 гг. Государственным комитетом Совета Министров СССР по химии и согласованных с Главным санитарно-эпидемиологическим управлением Министерства здравоохранения СССР.

Кратности воздухообменов по указанным выше нормам и правилам приведены по химической промышленности в табл. 3.2 и 3.2а, а по химико-фармацевтической промышленности — в табл. 3.3.

В производственных помещениях, в которых вследствие нарушения нормального технологического режима (резкого повышения давления, нарушения уплотнений и т. п.) возможны внезапные поступления в воздух значительных количеств вредных газов и паров, должна устраиваться аварийная вентиляция. Аварийная вентиляция обычно проектируется вытяжной и организованным притоком не компенсируется.

Расход тепла на подогрев неорганизованно поступающего наружного воздуха в тепловом балансе не учи-

тывается. При работе аварийной вентиляции допускается временное нарушение нормируемых метеорологических условий в помещениях.

При устройстве аварийной вентиляции требуемая кратность воздухообмена (не менее 8 объемов в 1 ч) должна обеспечиваться совместной работой постоянно действующей вытяжной и аварийной вентиляции. Исключение составляют здания насосных, перекачивающих вредные легковоспламеняющиеся, горючие или высокотоксические жидкости, в которых аварийная вентиляция проектируется в дополнение к основной вентиляции помещения независимо от величины последней.

Аварийная вентиляция проектируется в соответствии с указаниями, утвержденными министерствами и ведомствами по согласованию с Главным санитарно-эпидемиологическим управлением Министерства здравоохранения СССР и Госстроем СССР. При их отсутствии допускается руководствоваться данными, приведенными в табл. 3.2, 3.2а и 3.3.

Воздух от аварийных вентиляционных установок допускается выбрасывать через отверстия в окнах или стенах при условии, что удаляемый воздух не попадет в воздухоприемные устройства приточной вентиляции.

Включение аварийной вентиляции рекомендуется предусматривать от газоанализаторов, настраиваемых на допустимую по санитарным и противопожарным нормам концентрацию газов или паров. Одновременно с включением аварийной вентиляции следует предусматривать автоматическое открывание проемов для притока воздуха в помещение.

Кратности воздухообмена на предприятиях химической промышленности

Таблица 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в ч
1	2	3	4
<i>1. Производства синтетического аммиака и сырья метанола</i>			
Газогенераторное помещение:			
I этаж	Б (В-IIa)	Коксовый газ, содержащий H_2 (до 60%) и CO или полуводяной газ, содержащий H_2 (до 40%); тепловыделения	20 (12)
II—V этажи	Б (В-IIa)	То же	12 (12)
Надбункерная галерея	Б (В-IIa)	Пыль и газы с верхнего этажа	12
Газодувная (газогенераторного отделения)	Б (В-IIa)	Коксовый или полуводяной газ; тепловыделения	12
Помещение абсорберов	Б (В-IIa)	Газ, содержащий H_2 , CO и H_2S	6
Регенерация сорбента	Б (В-IIa)	То же	8
Газодувная (отделение)	А (В-Ia)	Газ, содержащий H_2 и CO	8
Конверсия окиси углерода — машинный зал (отделение медно-аммиачной очистки)	А (В-Ia)	То же	5
Кабины разделения коксового газа	А (В-Ia)	Коксовый газ, содержащий H_2 (до 60%) и CO , или полуводяной газ, содержащий H_2 (до 40%) и CO	15
Кабины промывки газа жидким азотом	А (В-Ia)	N_2 , CO	15
Аммиачная компрессия	Б (В-Ib)	NH_3	6
Помещения насосной и щитовой в отделении обезэфиривания	А (В-Ia)	Метанол, эфиры и др.	15
Отделение дистилляции, помещения насосной и щитовой	А (В-Ia)	Метанол	10
<i>2. Производство разбавленной азотной кислоты</i>			
Отделение кислой абсорбции	Д	—	6
> щелочной >	Д	—	3—4
> инверсии	Д	Тепловыделения, окислы азота	6
Насосное отделение	Д	То же	6—8
Приготовление содового молока	Д	—	4

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
Отделение турбокомпрессии нитрозных газов, I этаж	Д	Окислы азота, азотная кислота, тепловыделения	5
То же, II этаж	Д	Нитрозные газы	3
Склад разбавленной азотной кислоты	В	Окислы азота, азотная кислота	6
Отделение розлива кислоты	Д	Азотная кислота	8
3. Производство концентрированной азотной кислоты			
Окислительное отделение	Д	—	6
Отделение нитролеумной абсорбции	В	—	8
Автоклавное отделение	В	Окислы азота, азотная кислота	8
Аммиачно-холодильная установка	В	Аммиак	5 (5)
Отделение приготовления меланжа и склад меланжа	В	Азотная кислота, окислы азота, тепловыделения	8
Отделение концентрационных колонн	В	—	8
Отделение абсорбции хвостовых нитрозных газов	В	—	6
Насосная станция склада меланжа	В	Азотная и серная кислоты	8
4. Цех концентрирования серной кислоты			
Мазутное хозяйство	Б	—	10
Насосная станция, склады разбавленной серной кислоты и купоросного масла	Д	—	4
5. Производство этиловой жидкости			
Отделение синтеза	А (В-Ia)	Пары тетраэтилсвинца и хлорэтила	40
» паровой отгонки	А (В-Ia)	То же	40
» приема ТЭС	А (В-Ia)	»	40
» приготовления компонентов	А (В-Ia)	Свинец и масло	10
Печное отделение	Г (П-I)	То же	25
Отделение электролиза	Г (П-I)	»	25
Масляное отделение	В (П-I)	»	10
Отделение хранения сплава	А (В-Ia)	»	10
» грануляции сплава	В (П-I)	»	15
» приготовления компонентов и красителя	А (В-Ia)	Пары продуктов высокой токсичности	30
Отделение смешения	А (В-Ia)	То же	30
» розлива этиловой жидкости	А (В-Ia)	»	40
Отделение фильтрации	А (В-Ia)	»	40
» отстойников:			
металлические аппараты	Г	Пары тетраэтилсвинца и свинца	40
железобетонные емкости	Г	То же	15
Печное отделение	Г	»	15
Отделение приема шлаков	Г	»	10
» очистки дымовых газов (помещение насосов)	Г	»	25
Отделение приема сточных вод	В (П-I)	Пары тетраэтилсвинца и хлорэтила	40
» химической очистки	Д	То же	25
» получения вторичного пара	Д	»	40
» отгонки ТЭС из масла	Д	»	40
» подготовки бочек	Д (П-I)	Пары тетраэтилсвинца	30
» обжига	Г	То же	10
6. Производства аminosульфокислот и аминокисульфокислот нафталинового ряда			
Общие производственные помещения	—	—	6
Склад нафталина (дробление, плавление)	Б	Взрывоопасная смесь нафталина с воздухом	7
Автоклавные отделения Н-кислоты, γ-кислоты	Б	Окислы азота, аммиак, хлористый водород	7 (5)
Сульфураторно-нитрационные отделения	В	Оксид азота	6
Отделения приготовления суспензий, Г-соли и сульфата аммония	Б	Аммиак	8

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
7. Производства нитробензола, нитротолуола, хлорнитробензола и других нитросоединений периодическим и непрерывным методами			
Производственные отделения	—	Бензол, меланж, олеум, моногидрат, купоросное масло, соляная кислота, толуол, хлорбензол, нитробензол, нафталин, ксилол, <i>p</i> -дихлорбензол, <i>o</i> -нитрохлорбензол, <i>m</i> -динитробензол и др.	8
Насосные	—		12
Склады сырья и готовой продукции	—	—	6
8. Производства криолита, фтористого алюминия и побочных продуктов их производства			
Печное отделение	Г	Фтористый водород и серная кислота, тепловыделения	5
Абсорбционное отделение	Д	Фтористый водород, тепловыделения	5
Помещение обескремнивания кислоты	Д	Фтористый водород	5
Реакционное отделение и помещение фильтров	Д	Четыреххлористый кремний или фтористый водород; незначительное количество водяных паров, пыль	5
9. Производство β-нафтола			
Станция расплавления нафталина	Б	Пары нафталина	5
Отделение сульфирования и регенерации нафталина	Б	То же	8
Общие производственные помещения	Д, В	—	5
Отделение плавки и дистилляции	В	Пары едкого натра	6
Станция гашения плава	Г	» нафталина	8
10. Производство активных углей			
Станция перекачки газов активации в газгольдер	А (В-Ia)	Газы активации	15
Отделение мойки	Д	Пыль, соляная кислота	5
11. Производство порофоров			
Насосное отделение фенилурациллана	А	Фосген, метилхлорформат, метанол	13
Отделение отмывки фенилурациллана	А	То же	10
Реакторное отделение фенилурациллана	А	»	10
Кислотное отделение производства сульфохлорида и порофоров	В	Хлористый водород, серная кислота	6
Отделение затаривания готового продукта	—	Пыль сульфохлорида, гидразин-гидрат, хлористый водород	4
» фуговки	—	Хлористый водород, гидразин-гидрат	4
Реакторное отделение	—	Хлористый водород, серная кислота	6
Отделение порофора ЧХЗ-57	А	Хлор, хлористый водород, ацетонангидрин	10
Станция очистки сточных вод	Д	Хлор	7
Отделение дистилляции гидразин-гидрата	—	Гидразин-гидрат	7
Насосное отделение	—	То же	10
Отделение приготовления сырья	Б	Гипохлорит натрия, аммиак	6
» сборников готового продукта	—	Гидразин-гидрат	7
» выпарки гидразин-гидрата и приготовления гипохлорита натрия	Б	Гидразин-гидрат, гипохлорит натрия, аммиак	7
Отделение 3-го корпуса выпарки	—	Гидразин-гидрат, аммиак	7
» ректификации	—	Гидразин-гидрат	10
» хлорирования	—	Хлор	7
» затаривания гидразин-гидрата	—	Гидразин-гидрат	10
Отделение мойки тары	—	То же	6
12. Производства аминоксантоновой, аминокеларгоновой, аминокундекановой, тиодивалериановой кислот и тетрахлорпропана на базе этилена и четыреххлористого углерода			
Отделение этилирования	А	Этилен, четыреххлористый углерод	10
» ректификации	В	Четыреххлористый углерод, тетрахлоралканы	10
» гидролиза	В	Хлористый водород, тетрахлоралканы, пары хлоркислот	10

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухооб- мена в 1 ч
1	2	3	4
Отделение аммонолиза:			
аминирование, экстракция аминокислот	В	Аммиак, пары хлоркислот	7
фуговка и сушка аммонолизата с ректификацией спирта	А	Этиловый спирт	8
затаривание аминокислот и хлористого аммония	Б	Пыль аминокислот и хлористого аммония	5
Отделение тиодивалериановой кислоты:			
приготовление раствора сернистого натрия	А	Сероводород	18
введение серы	А	Сероводород, пары этилового спирта	18
гидролиз	Д	Хлористый водород, серная кислота	8
очистка и затаривание тиодивалериановой кислоты	В	Пыль тиодивалериановой кислоты	5
<i>13. Производство мочевины</i>			
Отделение насосов для перекачки жидкого аммиака и углеаммониевых растворов	Б	Тепловыделения, аммиак	Не менее 7 (12)
Отделение синтеза и дистилляции	Б	Тепловыделения, незначительные выделения аммиака	Не менее 5 (8)
» компрессии — II этаж	Д	Значительные тепловыделения, аммиак	Не менее 5 (8)
<i>14. Производства ацетилена термоокислительным пиролизом метана и электрокрекингом метана</i>			
Отделение компрессии газов пиролиза	А	Газы пиролиза	8—10
Отделение концентрирования:	А	Ацетилен	5
» вакуум-насосов ацетилена	А	»	10
<i>15. Производства диазоаминобензола, диазодиметиланилина, диазоазобензола</i>			
Склад анилина	Б (П-I)	Пары анилина	6
» ортолуидина	Б (П-I)	» ортолуидина	6
» фенола	—	» фенола	6
Производственные помещения	Б (П-I)	—	6
<i>16. Производства хлорбензола и полихлоридов бензола</i>			
Насосная и таялка бензола	А	Бензол	12
Помещение абгазных холодильников	—	—	10
Основные производственные помещения	А	Бензол, хлор	6
Склад соляной кислоты	Д	Соляная кислота	6
<i>17. Производства фенола и резорцина через сульфокислоты</i>			
Насосные отделения складов бензола и бутанола	А	Пары бензола, бутанол	8
Станция испарения бензола	А	Пары бензола	10 (5)
Сульфурационное отделение фенола	А	Пары бензола, серная кислота	10 (5)
То же, резорцина	А	То же и серный ангидрид	8
Станция отдувки бензола из сульфомассы	А	Пары бензола	8
» нейтрализации и подкисления в производствах фенола и резорцина	Г	Сернистый газ	8
Отделение сушки и плавки сульфосолей	В	Тепловыделения	8
» перегонки фенола и резорцина	Б	Пары фенола и резорцина	6
» розлива и хранения фенола и резорцина	В	—	8
Отделение экстракции резорцина и регенерации бутанола	Б	Пары бутанола	8
<i>18. Производства хлористого тионила из фосгена и сернистого ангидрида</i>			
Отделение хранения и испарения сырья	Д	Фосген, сернистый ангидрид	15 (1)
» контактирования	Г	Фосген, сернистый ангидрид, хлористый тионил, хлориды серы	15 (1)
» ректификации	Б	Хлористый тионил, хлориды серы	15 (1)
» розлива и сушки бутылей	Д	Хлористый тионил	12 (1)
Склад готовой продукции	Д	То же	— (12)
» тары (бутылей в обрешетке)	В	»	— (12)
Отделение отходящих газов и сточных вод	Д	Фосген, сернистый ангидрид	15 (1)

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухооб- мена в 1 ч
1	2	3	4
19. Производство бариевых солей			
Реакторное отделение	A (B-Ia)	Сероводород и следы хлора	7 (5)
Отделение утилизации сероводорода поглоще- нием раствора едкого натра	A (B-Ia)	Сероводород	7 (5)
20. Производство диизоцианатов			
Основные производственные отделения, связан- ные с переработкой хлорбензола и его растворов	A	Хлорбензол, фосген, диамины, диизоцианаты	15
Отделение мойки и сушки тары	A	Пары воды, щелочи и незначительные ко- личества хлорбензола и диизоцианатов	12
Котельная ВОТ	Г	Пары дефинильной смеси, тепловыделения	8
Промежуточный склад готовой продукции с ка- мерой розлива	A	Диизоцианаты	8
21. Производство цианистых солей			
Склад синильной кислоты	A	Пары синильной кислоты	15
Аммиачно-холодильная установка	Б	Тепловыделения, аммиак	3 (7)
Отделение абсорбции синильной кислоты	A	Следы паров синильной кислоты, сернистый ангидрид, аммиак	15
» сушки цианидов	Д	Тепловыделения, пыль цианидов	12
» затаривания цианидов	Д	Пыль цианидов	12
» очистки промышленных стоков	Д	Следы паров синильной кислоты и сернисто- го ангидрида	12
22. Производство капролактама			
Бензотаялка	A	Пары бензола	8 (4)
Базисный склад:	A	То же	8 (4)
насосная	A	»	8
туннель	—	Щелочи	5
помещение для хранения щелочей	—	Щелочи	5
Цех гидрирования бензола:			
машинное отделение	A	Пары бензола, циклогексана и водород	10
насосная	A	Пары бензола и циклогексана	8
отделение емкостей и готового продукта	A	То же	10
помещение вентилей	A	»	7
Цех нитрования:			
насосная высокого давления	A	Пары циклогексана, нитроциклогексана и азотной кислоты	5
кабины высокого давления	A	Пары циклогексана и нитроциклогексана	5
помещение приемных баков	A	То же	8
насосная низкого давления	A	Пары циклогексана, нитроциклогексана и нитрозные газы	8
помещение теплообменников	A	Пары циклогексана и нитроциклогексана	5
Цех очистки циклогексана:			
насосная	A	Пары циклогексана и бензола	8
помещение ректификационных колонн	A	Пары циклогексана и тепловыделения	5
помещение для емкостей	A	То же	10
Промежуточный склад:			
насосная	A	Пары циклогексана, анона, анола	8 (4)
коридор управления	A	То же	8
помещение аммиачно-холодильной установки	Б	Аммиак	5 (5)
Цех окисления циклогексана — насосная	A	Пары циклогексана, анона, анола и бензола	8 (4)
Реакторное отделение:			
I и II этажи	A	То же	8 (5)
III этаж	A	»	4 (5)
Цех ректификации:			
отделение ректификации	A	Пары анола, анона, циклогексана и тепло- выделения	8 (2)
цех дегидрирования	A	Пары циклогексана, водород	8
Цех восстановления:			
катализаторное отделение	A	Пары циклогексана	4
насосная и отделение емкостей низкого дав- ления	A	То же	8

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
насосная высокого давления	A	Пары циклогексана, нитроциклогексана и азотной кислоты	6
кабины » »	A	То же	6
Цех лактама:			
разделение продуктов восстановления	A	Пары нитроциклогексана, циклогексана, анона, анола и азотной кислоты	8
помещение колонн	A	То же	8
» насосов	A	»	8
Отделение лактама:			
I и II этажи	A	Серная кислота, циклогексан, пыль лактама, аммиак, пары оксима	6
Отделение экстракции	B	Пары бензола и трихлорэтилена	8
Цех адипиновой кислоты:			
отделение доокисления	A	Пары анона, анола, азотной кислоты	4
» выделения адипиновой кислоты	A	То же и пыль капролактама	4
Цех сульфата аммония — отделение упаривания и центрифугирования	A	Пары циклогексанона и циклогексанола, тепловыделения, пыль продукта	6
Цех нитрита аммония:			
контактное отделение	—	Аммиак, нитрозные газы	8
насосное »	—	То же	6
Цех аммиачной компрессии	B	Аммиак	5 (5)
Маслопункт при аммиачной компрессии	B	»	5
Насосная станция загрязненных вод	A	Пары бензола, анона, анола и циклогексана	10
Цех очистки сточных вод — отделение ректификации сточных вод	A	Пары циклогексана, анола, анона	8
Цеховые лаборатории	B	Пары бензола, циклогексана, анола, анона, нитроциклогексана	10
Газоанализаторные	D	Пары анона, анола, бензола и других веществ	10
Помещение датчиков	A	То же	10

23. Производство винилхлорида методом гидрогалогенирования ацетилена

Отделение компримирования ацетилена	A (B-Ia, 4Б)	Ацетилен	8
» осушки ацетилена (в закрытом помещении)	A (B-Ia, 4Б)	То же	8
Отделение реакционных аппаратов	A (B-Ia, 4Б)	»	6 (2)
» промывки и осушки реакционного газа (в закрытом помещении)	A (B-Ia, 2Б)	»	6, но не менее 9000 м³/ч на один аппарат
Отделение ректификации винилхлорида-сырца (в закрытом помещении)	A (B-Ia, 2Б)	Ацетилен, пары винилхлорида	6 (2)
Склад винилхлорида-ректификата (в закрытом помещении)	A (B-Ia, 2Б)	Пары винилхлорида	8
Склад сулемы	D	Сулема	20
Производственное помещение получения катализатора	B (П-II)	Сулема и металлическая ртуть	10
Метод дегидрохлорирования дихлорэтана:			
реакторное отделение	A (B-Ia, 2Б)	Пары дихлорэтана, метилового спирта и винилхлорида	12
отделение обработки маточного раствора	A (B-Ia, 2Б)	То же	12
» конденсации и ректификации (в закрытом помещении)	A (B-Ia, 2Б)	»	12
склад винилхлорида (внутри помещения)	A (B-Ia, 2Б)	»	8

24. Производство поливинилхлорида суспензионным методом

Отделение полимеризации и осаждения поливинилхлорида	A (B-Ia, 2Б)	Пары винилхлорида, растворы едкого натра	6, но не менее 9000 м³/ч на один реактор (2)
Отделение центрифугирования	D	То же	6 (2)
» полимеризации и дегазации латекса	A (B-Ia, 2 Б)	»	6, но не менее 9000 м³/ч на один реактор (2)

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
Цеховой склад перекиси водорода	Д	—	— (20)
» » фосфорной кислоты	Д	—	12
25. Производство жидкого хлора			
Отделение хлорных компрессоров	Д	Хлор и брызги серной кислоты	8
» конденсации	Д	Хлор	6
» хранения серной кислоты	Д	Брызги серной кислоты	5
Отсеки склада жидкого хлора	Д	Хлор	10
Отделение очистки отходящих газов от хлора	Д	»	6
Цеховая лаборатория	—	—	По расчету, но не менее 8
26. Производство ацетонциангидрина			
Отделение синтеза и ректификации при расположении в здании и временном пребывании рабочих	А (В-Ia, 2Б)	Пары ацетона и синильной кислоты	15
Насосная и вакуум-насосная	А (В-Ia, 2Б)	То же	12
Отделение сборников ацетонциангидрина	А (П-1)	»	10
» хранения кислот и щелочей и приготовления катализатора	Д	Серная кислота, щелочи и цианистый калий	5
Отделения обезвреживания выбросов от воздушных и сливов из аппаратов	А (В-Ia, 2Б)	Пары ацетона и синильной кислоты	8
Помещение для хранения ацетона	А (В-Ia, 2А)	Пары ацетона	10
Операторная	Д	—	5
27. Производство гликолей методом жидкофазной гидратации окиси этилена			
Отделение гидратации	А (В-Ia, 3Б)	Пары окиси этилена	12
» ректификации	А (В-Ia, 3Б)	То же и моноэтиленгликоля	8
» выпарки	А (В-Ia, 3Б)	То же	8
Насосное отделение	Б (В-Ia, 3Б)	»	12
Отделение сборников готового продукта	Б (В-Ia, 3Б)	Аэрозоли водно-гликолевых растворов	8
28. Производство синильной кислоты методом каталитического окисления метана и аммиака кислородом воздуха			
Отделение синтеза	А (В-Ia, 2Б)	Пары синильной кислоты	10
» абсорбции и ректификации и отделение улавливания непрореагировавшего аммиака (при размещении в здании)	А (В-Ia, 2Б)	То же и пары аммиака и метанола	10
Отделение сборников кислот и щелочей	Д	Кислоты и щелочи	5
» холодильников (при размещении в здании)	Д	—	10
Отделение турбокомпрессоров	А (В-Ia, 1А)	Пары синильной кислоты	10
» сборников синильной кислоты	А (В-Ia, 2Б)	То же	10
Катализаторное отделение	Д	—	5
Отделение насосов	А (В-Ia, 2Б)	—	10
» газоанализаторов	Д	—	5
Помещение управления производством	Д	—	5
29. Аммиачные и фреоновые холодильные станции			
Компрессорный зал	Б (В-Iб, 1А)	Аммиак	3 (7)
	В	Фреон	5
Машинное отделение	Б (В-Iб, 1А)	Аммиак (I этаж)	5 (7)
	Б (В-Iб, 1А)	» (II этаж)	3 (7)
	В	Фреон	5
Аппаратное отделение	Б (В-Iб, 1А)	Аммиак	3 (7)
	В	Фреон	5

Продолжение табл. 3.2

Наименование	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
30. Производство уксусной кислоты			
Помещения, в которых установлены насосы для перекачки уксусной кислоты и метилацетата, для приготовления катализатора, нейтрализации кубовых остатков	A	Пары уксусной кислоты и метилацетата	10
Отделение мойки и розлива	A	Пары уксусной кислоты	15
Цеховая лаборатория	D	—	По расчету, но не менее 8
31. Производство аминоксоединений бензола и его гомологов			
Производственные помещения	—	—	10
Складские помещения сырья и готовой продукции	—	—	6
Примечание. При определении кратностей воздухообмена следует учитывать следующее: а) в отделениях, где имеются тепловыделения, расчет воздухообменов производится по теплу, но во всех случаях кратность должна быть не менее значений, приведенных в графе 4;		б) в графе 2 первое буквенное обозначение показывает категорию производства по пожароопасности, в скобках — по ПУЭ (правилам устройства электроустановок); в) в графе 4 первая цифра показывает кратность воздухообмена постоянно действующих систем вентиляции в 1 ч, в скобках приведена необходимая кратность аварийной вентиляции.	

Таблица 3.2а

Кратности воздухообмена при производстве синтетических каучуков и синтетических спиртов

Наименование исходных продуктов, применяемых в производстве	Кратность воздухообмена в 1 ч			
	в компрессорах	в насосных	в производственных помещениях	на складах
Аммиак	5	—	7	5
Производство ацетальдегида с ртутным катализатором	—	15	20	10
Ацетон, бензин, бутан, бутилан, водород, дивинил, изопрен, бутилацетат, метилэтилкетон, метан, паральдегид, пентаи, пропан, пропилен, пропилацетат, спирты амилловый, бутиловый, уайт-спирит, этан, этилацетат, этилбензол, этилен	8	12	8	6
Бензол, дивинилацетат, гексен, дивинилацетилен, дихлорэтан, изопропилбензол, 1-1-дихлорэтилен, дихлорбензол, моновинилацетилен, метилстирол, метиловый спирт, нафталин, окись углерода, сероводород, сероуглерод, стирол, фурфурол, хлор, бензол, хлористый винил, хлористый метилен, ксилол, толуол	10	15	10	8
Анилин, ацетальдегид, бром, пиридин, фенол, формальдегид, хлор, хлоропрен	10	18	12	10
Нитрилакриловая кислота, производство СКН	—	20	15	12
Азотная, уксусная, фосфорная, серная и соляная кислоты, хлористый водород	—	14	9	6

Таблица 3.3

Кратности воздухообмена в химико-фармацевтических производствах

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
1. Изоникотиновая кислота			
Получение метилолпиколинов	A (B-Ia)	Формалин, пиколины, метилолпиколины	10
Окисление	B (B-Ib)	Метиллолпиколины, окислы азота, углекислота, меланж	15
Выделение изоникотиновой кислоты	B	Раствор азотнокислой соли изоникотиновой кислоты, соды кальцинированной	6
Регенерация	A (B-Ia)	Пиколины, хлористый натрий, нитриты, нитраты	10
2. Никотиновая кислота			
Получение комплексного соединения и разложение комплексной соли	A (B-Ia)	Серная кислота, медный купорос, метилпиридин и диметилпиридин, сода кальцинированная	10
Окисление метилпиридинов	A (B-Ia)	Метилпиридин, перманганат калия	10
Выделение никотиновой кислоты и перекристаллизация	B	Никотиновая кислота	8
Регенерация	A (B-Ia)	Медный купорос, серная кислота, диметилпиридин	10

Продолжение табл. 3.3

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
3. Пропионовая кислота			
Омыление этилпропионата и выделение пропионовой кислоты	A (B-I)	Этилпропионат, едкий натр, этиловый спирт, серная и пропионовая кислоты	10
Экстракция пропионовой кислоты дихлорэтаном, разгонка экстракта и ректификация пропионовой кислоты	A (B-I)	Пропионовая кислота, дихлорэтан	10
4. Этилацетат			
Промывка, сушка и ректификация	A (B-I)	Этилацетат, спирт этиловый, ацетон	15
5. Ацетоуксусный эфир			
Получение натрацетоуксусного эфира	A (B-I)	Натрий металлический, этилацетат, водород, спирт этиловый, керосин	10
Нейтрализация натрацетоуксусного эфира	A (B-I)	Натрацетоуксусный эфир, соляная кислота, этиловый спирт, уксусная кислота	10
Вакуум-разгонка ацетоуксусного эфира, экстрагирование его из спиртового слоя и разгонка спирто-водной смеси	A (B-I)	Ацетоуксусный эфир, спирт этиловый, этилацетат	10
Регенерация вазелинового масла	A (B-I)	Купоросное масло, едкий натр, примеси уксусной кислоты, спирта	8
6. Риванол			
Аминирование	B (B-Ib)	Нитрохлоракидин, фенол, аммиак	15
Восстановление	A (B-Ib)	Аминонитроакридин, соляная кислота, аммиак, водород	10
Лактация и приготовление раствора молочной кислоты	A (B-I)	Основание риванола, молочная кислота, этиловый спирт	10
Сушка основания и риванола	A (B-I)	Пыль органическая, спирт этиловый	8
Обработка спиртовых маточников	A (B-I)	Спирт этиловый, соляная кислота, едкий натр	8
Обработка фенольных маточников	B	Фенол, едкий натр	10
7. n-Нитроацетофенон			
Получение метилового эфира хлоргидрата стирола	A (B-I)	Метанол, стирол, хлор, серная кислота, кальцинированная сода, углекислый газ	15

Продолжение табл. 3.3

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
Получение n-нитро-α-метакснстирола	A (B-I)	Метилловый эфир хлоргидрина стирола, серная и азотная кислоты, метанол, едкий натр	15
Получение n-нитроацетофенона	A (B-I)	n-Нитро-α-метакснстирол, изопропиловый спирт, серная кислота	10
Регенерация растворителей	A (B-I)	Метанол, изопропиловый спирт	15
8. n-Нитробензойная кислота			
Приготовление раствора хромпика	B	Хромпик, пар	15
Окисление n-нитротолуола	B (П-II)	n-Нитротолуол, серная кислота, хромпик, n-нитробензойная кислота	15
Доокисление хлором	B (П-II)	n-Нитробензойная кислота, n-нитробензальдегид, хлор, сода кальцинированная	15
Выделение n-нитробензойной кислоты	B	Натриевая соль n-нитробензойной кислоты, серная кислота	8
Сушка	B (B-II)	Пыль n-нитробензойной кислоты	8
9—11. Цианистый бензил, амид фенилуксусной кислоты, фенилуксусная кислота			
Цианирование	A (B-I)	Хлористый бензил, спирт этиловый, натрий цианистый, цианистый бензил, бензиловый спирт	15
Получение фенилацетамида	B (П-II)	Цианистый бензил, серная кислота, фенилацетамид, аммиачная вода	15
Выделение фенилуксусной кислоты	B	Маточник фенилацетамида, серная кислота, едкий натр	10
Сушка	B (B-II)	Фенилацетамид, фенилуксусная кислота	8
12. Дибазол			
Восстановление o-нитроанилина	B (П-IIa)	Сернистый натрий, o-нитроанилин, фенилендиамин	15
Конденсация	B (П-IIa)	o-Фенилендиамин, цианистый бензил, хлористый аммоний, соляная кислота	15
13. Ванилин			
Нитрозирование диметиланнина	B (П-I)	Нитрит натрия, соляная кислота, диметиланилин, нитрозодиметиланнин, окислы азота	12

Продолжение табл. 3.3

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
Конденсация	A (B-I)	Гваякол, спирт изопропиловый, уротропин, соляной нитрозодиметиланилин, соляная кислота, ванилиновый спирт	12
Экстракция ванилина и разгонка	A (B-I)	Водно-спиртовой раствор ванилина, бензол	15
Перекристаллизация из толуола и вакуум-разгонка	A (B-I)	Ванилины, толуол	12
14. Димедрол			
Получение бензофенона	A (B-I)	Бензол, четыреххлористый углерод, хлористый водород, бензофенон, треххлористый алюминий	15
Получение бензгидрола	A (B-I)	Бензофенон, спирт изопропиловый, водород, бензгидрол, едкий натр, цинковая пыль	15
Получение диметиламиноэтилхлорида	A (B-I)	Диметиламиноэтинол, дихлорэтан, тионилхлорид, диметиламиноэтилхлорид, серный ангидрид	15
Получение основания димедрола и вакуум-разгонка	A (B-I)	Диметиламиноэтилхлорид, бензгидрол	15
Получение димедрола	A (B-I)	Этиловый спирт, серный эфир, хлористый водород, основания димедрола	15
15. Хлороформ			
Сернокислотная обработка	B (П-I)	Хлороформ, формалин, серная кислота	15
Нейтрализация кислого хлороформа	B	Хлороформ, едкий натр, серная кислота	12
Ректификация и консервация хлороформа	A (B-I)	Спирт этиловый, хлороформ, поташ	15
16. Резорцин			
Подготовка дихлорэтана	A (B-I)	Дихлорэтан	10
Перегонка технического резорцина	B (П-IIa)	Резорцин	10
Перекристаллизация резорцина	A (B-I)	Резорцин, дихлорэтан	10
17. Трихлоруксусная кислота			
Окисление хлораля	B (П-I)	Хлораль, азотная кислота, окислы азота, трихлоруксусная кислота	15
Фракционная перегонка	B	Реакционная масса, трихлоруксусная кислота	10
Кристаллизация и фасовка	A (B-I)	Дихлорэтан, трихлоруксусная кислота	10

Продолжение табл. 3.3

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
18. Хлоралгидрат			
Получение чистого хлораля	B (П-I)	Хлораль, сода кальцинированная, хлористый водород	15
Получение хлоралгидрата	A (B-I)	Дихлорэтан, хлораль	15
Сушка	A (B-I)	Дихлорэтан, хлоралгидрат	10
Регенерация маточников	B (B-I)	Дихлорэтан, хлоралгидрат, купорос, масло, сода кальцинированная, хлор, водород, фосген	15
19. Атофан			
Получение натриевой соли фенилцихиновой кислоты	B (П-I)	Изатин, натр едкий, ацетофенон, серная кислота, натриевая соль фенилцихиновой кислоты	15
Выделение атофана	B	Реакционная масса, серная кислота	10
20. Фенолфталеин			
Плавнение фенола	B (П-I)	Фенол	12
Конденсация фенола с фталевым ангидридом	B (П-II)	Фенол, фталевый ангидрид, хлористый цинк, кальцинированная сода	12
Щелочная очистка фенолфталеина	B (П-II)	Реакционная масса, едкий натр, бисульфит натрия, серная кислота	12
Спиртовая кристаллизация	A (B-I)	Фенолфталеин, спирт изопропиловый	8
Сушка	A (B-I)	Фенолфталеин, спирт	12
Обработка флуорана	B	Флуоран, едкий натр, бисульфит натрия, серная кислота	12
Упарка и обработка спиртовых маточников	A (B-I)	Спирт, фенолфталеин	12
21. Терпингидрат			
Получение технического терпингидрата	B (B-I)	Скипидар, серная кислота, толуолсульфокислота, углекислота	12
Получение медицинского терпингидрата	A (B-I)	Терпингидрат технический, спирт изопропиловый	12
Получение п-толуолсульфокислоты	A (B-I)	Толуол, серная кислота	12
Регенерация спирта из маточников	A (B-I)	Спирт, терпингидрат	12
22. Ксероформ			
Получение трибромфенола	B (B-Ib)	Натрий бромистый, фенол, хлор, бром	15
Получение трибромфенолята натрия	B	Трибромфенол, едкий натр	12
Получение раствора азотнокислого висмута	B	Висмут азотнокислый, азотная кислота	12
Получение ксероформа	A (B-I)	Трибромфенолят натрия, раствор азотнокислого висмута, ксероформ, едкий натр, уксусный натрий, спирт этиловый	10

Продолжение табл. 33

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
23. Танин			
Диффузия и обработка диффузного сока	В	Раствор танина	8
Экстракция танина органическими растворителями и вакуум упарка	А (В-I)	Настой танина, бутилацетат, этанол	12
24. Галловая кислота			
Щелочной гидролиз	В	Раствор танина, едкий натр	8
Кислотный »	В	Едкий натр, соляная кислота, танин, галловая кислота	8
25. Теальбин			
Приготовление аммиачного раствора казеина	Б (В-16)	Аммиак	15
Осаждение теальбина	Б (В-16)	Аммиак, водное извлечение кофеинового производства	15
26. Дерматол			
Получение раствора азотнокислого висмута	В (П-I)	Азотная кислота, азотнокислый висмут	15
Получение дерматсала	В	Раствор галловой кислоты, висмута азотнокислого	12

Продолжение табл. 33

Наименование производства	Категория производства	Выделяющиеся вредности	Кратность воздухообмена в 1 ч
1	2	3	4
27. Бензойная кислота			
Перекристаллизация бензойной кислоты	Б	Бензойная кислота, едкий натр	10
28 Бензонат натрия			
Нейтрализация	Б	Бензойная кислота, сода, углекислый газ	10
29 Кордиамин			
Получение технического диэтиламида никотиновой кислоты	А (В-I)	Никотиновая кислота, диэтиламин, хлор-окись фосфора, хлористый водород, едкое кали	12
Извлечение диэтиламида никотиновой кислоты	А (В-I)	Реакционная масса, едкое кали	8
Экстракция спиртом и вакуум-разгонка	А (В-I)	Водно-щелочной слой, изопропиловый спирт, диэтиламин, диэтиламин никотиновой кислоты	12*
Приготовление раствора кордиамина	В	Диэтиламин никотиновой кислоты	8
30 Гидроперит			
Перекристаллизация мочевины	В	Мочевина	8
Получение комплекса	А	Мочевина, перекись водорода, спирт этиловый	10
См примечание к табл. 32, п. «б»			

ГЛАВА 4

ОБЕСПЫЛИВАНИЕ ВОЗДУХА

4.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

А. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Обеспыливание достигается в результате осуществления комплекса технических мероприятий, направленных на предупреждение проникания пыли в помещения извне, на предупреждение ее образования и распространения, а также на улавливание образующейся пыли.

Наиболее радикальными являются мероприятия, направленные на предупреждение образования пыли. Они определяются особенностями процессов, являющихся причиной образования пыли, и поэтому должны разрабатываться в каждом конкретном случае на основе анализа технологии производства.

Основными направлениями предотвращения пылевых выделений являются: замена сырья или топлива, увлажнение обрабатываемых и транспортируемых материалов, модернизация технологических процессов и оборудования, совершенствование организации работ на производстве. К числу важных мероприятий по обеспыливанию относится также механизация уборки по-

мещений, позволяющая избежать вторичного взмучивания осевшей пыли.

Воздух, удаляемый местными отсосами, перед выбросом в атмосферу при значительном загрязнении его пылью должен очищаться в пылеуловителях для предупреждения загрязнения воздушного бассейна¹.

При наличии пылевых выделений в помещениях воздух, используемый для рециркуляции, следует подвергать очистке в эффективных фильтрах.

Наружный воздух, подаваемый в помещения, следует очищать, если запыленность его в районе расположения проектируемого сооружения выше допустимой.

При повышенных требованиях к чистоте воздуха в помещениях, которые предъявляют некоторые производства (радиоэлектронная, приборостроительная, фармацевтическая промышленность и др.), предусматриваются специальные мероприятия по аэродинамическому шлюзованию помещений, обдувке одежды и обеспыливанию спецодежды персонала, предупреждению образования пыли при истирании пола и т. п.

¹ Вопросы очистки запыленных газовых выбросов от технологического и энергетического оборудования в настоящем справочнике не рассматриваются.

Б. КЛАССИФИКАЦИЯ ПЫЛЕЙ

Пылью называются частицы размером до 500 мк, взвешенные в воздухе или других газах. Дисперсные системы, содержащие наряду с твердыми также и жидкие частицы, могут именоваться также дымами, а содержащие только жидкие частицы — туманами.

По природе образования различаются промышленные пыли дисперсионного и конденсационного происхождения.

Дисперсионные пыли возникают при диспергировании (измельчении) и распылении твердых и жидких материалов (например, при дроблении руд, механической

обработке металлов, распылении жидких красок, ветровой эрозии грунтов, просевах, пересыпках и других пылящих процессах). К дисперсионным относится также пыль текстильных предприятий, представляющая собой обрывки и обломки волокон с примесью мелкой минеральной пыли. Дисперсионные пыли, как правило, отличаются большим размером и широким диапазоном размеров частиц в случае твердой дисперсной фазы, имеющих часто разнообразную неправильную форму.

Конденсационные пыли, как правило, образуются при объемной конденсации пересыщенных паров и при химических реакциях веществ, находящихся в газообразном состоянии и ведущих к образованию нелетучих

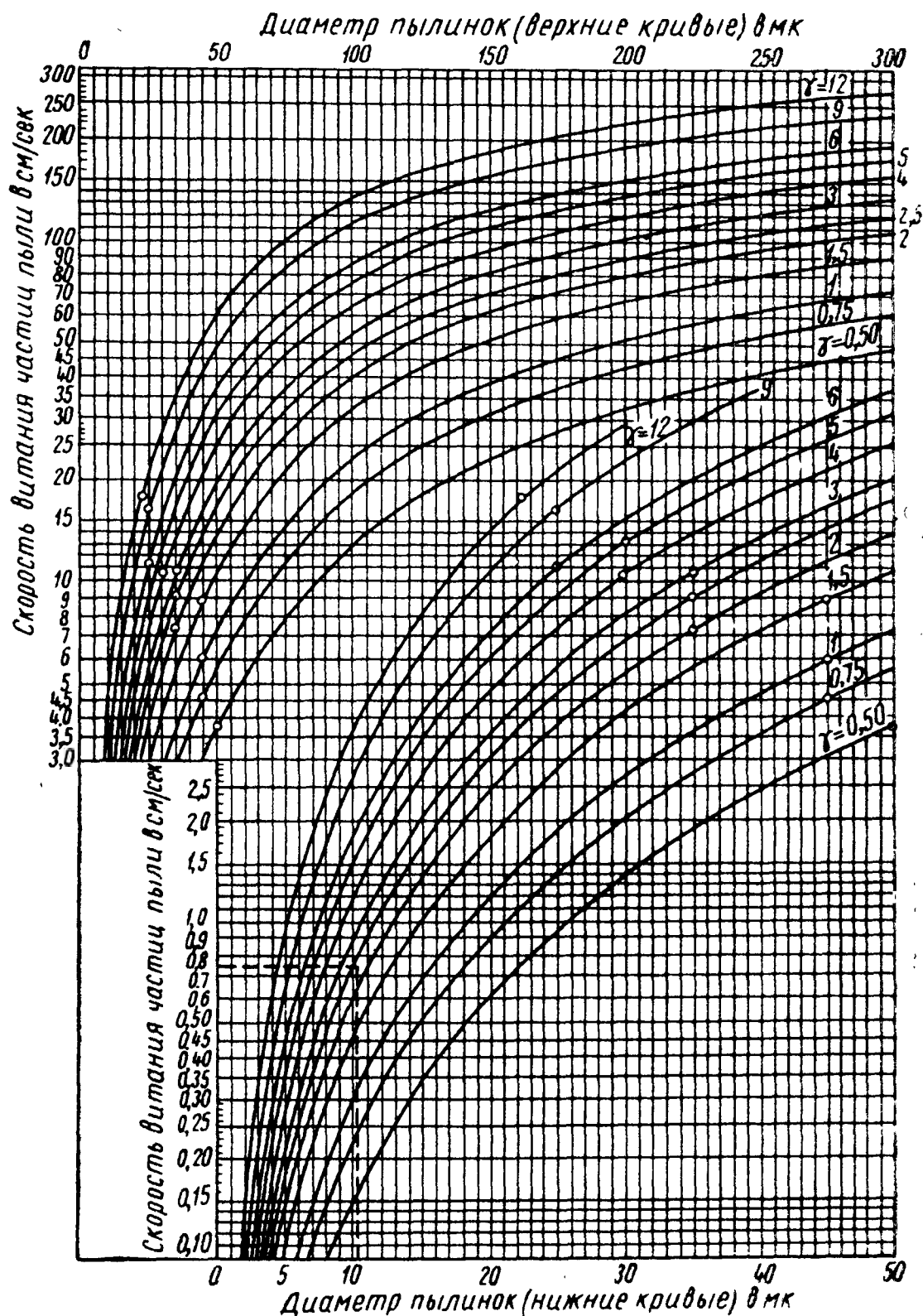


Рис. 4.1. Номограмма для определения скоростей витания частиц различного размера и удельного веса (γ , г/см³) при температуре воздуха 20°С

продуктов (например, сажи), а также при плавке металлов, электрической и газовой сварке и др. Частицы склонны к быстрой коагуляции с образованием рыхлых агрегатов, состоящих из большого числа первичных частиц.

Коагуляция частиц происходит под действием поверхностных сил, главным образом молекулярных, а также сил электрического притяжения, и ведет к быстрому изменению свойств аэрозольной системы — ее «старению».

Различают *паракинетическую коагуляцию*, которая вызвана соударениями частиц, совершающих неупорядоченное тепловое или броуновское движение, и *ортокинетическую коагуляцию*, когда соударения обусловлены, кроме того, разницей в скоростях (например, между крупными частицами, быстро оседаящими в гравитационном или инерционном поле и мелкими частицами).

В. ДИСПЕРСНОСТЬ ПЫЛЕЙ

Под дисперсностью пыли понимается совокупность размеров всех составляющих ее частиц. Размером частиц, как правило, называют: 1) размер в свету наименьших отверстий сита, через которые еще проходят данные частицы, — при ситовом определении дисперсного состава пыли; 2) диаметр шарообразных частиц или наибольший линейный размер частицы неправильной формы — при исследовании состава пыли при помощи микроскопов; 3) диаметр условных сферических частиц, обладающих таким же истинным удельным весом и скоростью витания, как данные частицы, — при определении дисперсного состава методом воздушного провеивания или жидкостной седиментации.

Дисперсный состав пыли может быть выражен одним из следующих способов:

в виде таблицы «полных проходов» частиц различных размеров через условное сито (в % по весу) от 0 до 5, 10, 20, 40, 60, 100, 200 мк;

в виде таблицы «частных остатков» на ряде условных сит размером (в % по весу) 0—5, 5—10, 10—20, 20—40, 40—60, 60—100, 100—200 мк;

в виде таблицы размеров частиц, характеризующихся рядом величин скоростей витания; в виде графиков распределения дисперсности.

Скорость витания шарообразных частиц — предельная скорость падения частицы в неподвижном воздухе или равная ей скорость вертикального потока, при котором частица оказывается во взвешенном состоянии («витают») — определяют по формуле

$$v_B = \frac{d^2 \gamma}{18 \eta} \text{ м. сек.}, \quad (4.1)$$

где d — диаметр пылевой частицы в м;

γ — удельный вес материала частицы в кг/м³;

η — динамическая вязкость воздуха в условиях его очистки в кг·сек/м².

Величины динамической вязкости воздуха даны в табл. 4.1.

Скорость витания частиц при $t=20^\circ\text{C}$ может быть определена также по номограмме (рис. 4.1).

Таблица 4.1
Динамическая вязкость воздуха η при давлении 760 мм рт. ст. в кг·сек/м²

Температура воздуха в $^\circ\text{C}$	—20	—10	0	10	20	40	60	80	100
Величина $\eta \cdot 10^{-6}$	1,59	1,65	1,71	1,71	1,83	1,95	2,07	2,19	2,33

Пример 4.1. Определить скорость витания частицы диаметром $d=10 \text{ мк} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ при удельном весе материала $\gamma=2500 \text{ кг/м}^3$ и температуре воздуха 20°C .

Решение. По формуле (4.1)

$$v_B = \frac{(10 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 2500}{18 \cdot 1,83 \cdot 10^{-6}} = 0,0076 \text{ м/сек. или } 0,76 \text{ см/сек.}$$

Этот же результат может быть получен по номограмме, приведенной на рис. 4.1.

По дисперсному составу различают пыли следующих основных классификационных групп (рис. 4.2): I группа — очень крупнодисперсная пыль; II группа — крупнодисперсная пыль (например, мелкозернистый кварцевый формовочный песок по ГОСТ 2138—56); III группа — среднедисперсные пыли (например, портландцемент по ГОСТ 10178—62); IV группа — мелкодисперсные пыли (например, кварц молотый пылевидный КП-3 по ГОСТ 9077—59, взвешенная атмосферная пыль); V группа — очень мелкодисперсная пыль.

Группа дисперсности пыли определяется при помощи номограммы (рис. 4.2) на основании данных о фракционном составе пылей, полученных опытным путем. Для удобства пользования на верхней горизонтальной шкале отложены размеры частиц d в мк для наиболее распространенного значения $\gamma=2,5 \text{ г/см}^3$; при другом удельном весе частиц следует пользоваться шкалой скорости витания, определяя ее величину экспериментально или по формуле (4.1).

Номограмма разбита на пять зон (I—V), которые соответствуют классификационным группам пыли. Для определения группы заданной пыли на номограмму наносят точки, определяющие содержание известных фракций пыли, и соединяют эти точки прямыми линиями. Положение образованной прямой или ломаной линии в той или иной зоне номограммы обозначает принадлежность пыли к данной классификационной группе. Если линия дисперсности состава пыли, нанесенная на номограмму, не укладывается всеми точками в пределах одной зоны и пересекает линию, разделяющую смежные зоны, ее следует относить к верхней зоне.

Пример 4.2. Определить классификационную группу дисперсности пыли с $\gamma=2 \text{ г/см}^3$, которая имеет состав, указанный в табл. 4.2.

Таблица 4.2
Дисперсный состав пыли

Размеры частиц в мк	До 5	5—10	10—20	20—40	40—60	Более 60
Содержание фракций в «частных остатках» в % по весу	6	8	22	26	23	15

Решение. При помощи номограммы на рис. 4.1 находим скорости витания для каждой фракции и составляем табл. 4.3. Для каждой скорости витания на номограмме рис. 4.2 наносим точки и, соединив их прямыми линиями, получаем ломаную линию AB. Линия расположилась в зоне III, следовательно, данная пыль относится к III группе.

Таблица 4.3
Дисперсный состав пыли

Показатели	Размеры частиц в мк					
	до 5	до 10	до 20	до 40	до 60	более 60
Скорость витания в см/сек	0,15	0,6	2,5	9,3	19	—
Содержание фракций по «полным проходам» в % по весу	6	14	36	62	85	100

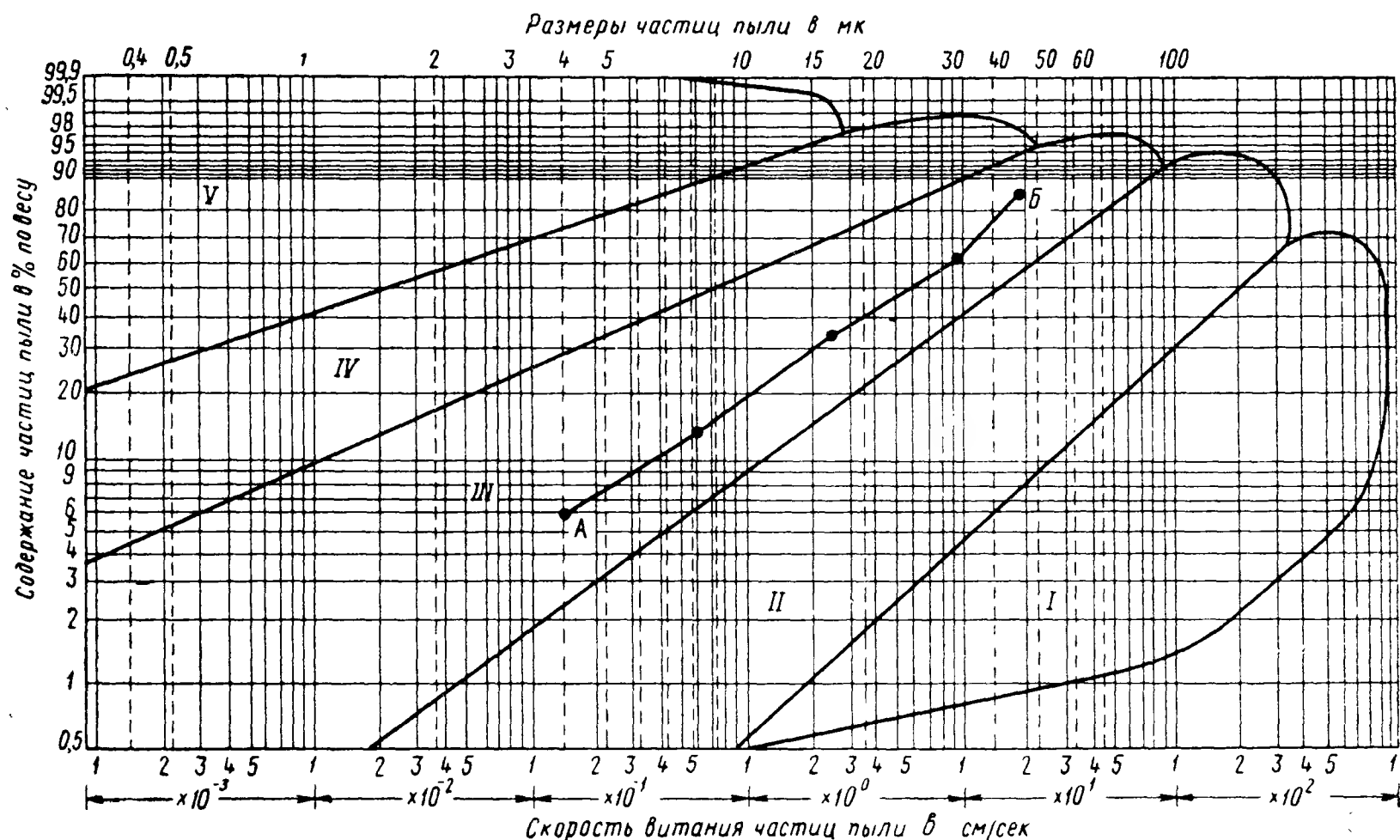


Рис. 4.2. Классификационная номограмма пылей

Г. КЛАССИФИКАЦИЯ ОБЕСПЫЛИВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Обеспыливающее оборудование подразделяется на следующие основные виды:

фильтры, применяемые для очистки от пыли наружного или рециркуляционного воздуха, который подается в помещения системами приточной вентиляции и кондиционирования воздуха;

пылеуловители, применяемые для улавливания пыли из воздушных выбросов вытяжных (аспирационных) вентиляционных систем при начальном пылесодержании, которое превышает допускаемое по санитарным нормам;

вспомогательное оборудование, применяемое совместно с пылеуловителями и фильтрами. К вспомогательному оборудованию относятся устройства, необходимые для комплектования основного обеспыливающего оборудования: для удаления уловленной пыли или пылевого шлама пылеуловителей, регенерации масел в масляных фильтрах, водяной промывки пылеуловителей и фильтров и др.

Основная классификация пылеуловителей и фильтров приведена в табл. 5 СНиП I-Г.5-62. В этой же таблице даны пределы эффективности пылеотделителей, в которых меньшее значение соответствует очистке воздуха от пыли, имеющей характеристику, которая лежит на нижней границе соответствующей зоны на рис. 4.2, а большее значение — очистке воздуха от пыли с характеристикой, приближающейся к верхней границе зоны дисперсности. При пользовании таблицей следует иметь в виду, что указанные в ней эффективности являются номинальными и соответствуют в основном условиям работы при низких начальных концентрациях пы-

ли в очищаемом воздухе (приближающихся к верхнему пределу концентрации, при которых еще допускается выбрасывать загрязненный пылью воздух наружу без очистки).

Известно, что при повышении начальной концентрации эффективность пылеотделителей, как правило, возрастает. Поэтому при проектировании очистки выбросов рекомендуется пользоваться имеющимися опытными данными и материалами¹.

Приведенные в табл. 5 СНиП I-Г.5-62 величины гидравлического сопротивления соответствуют нормальным условиям применения оборудования. В отношении устойчивости к агрессивным средам, повышенным и пониженным температурам, влажности и другим особенностям применения к пылеуловителям и фильтрам могут предъявляться требования, указанные в табл. 6 СНиП I-Г.5-62.

Эффективность очистки воздуха — отношение веса пыли G_2 , задержанной в пылеуловителе, к весу пыли G_1 , поступившей в пылеуловитель, определяется по формуле

$$\mathcal{E} = \frac{G_2}{G_1} 100\% . \quad (4.2)$$

Эффективность очистки воздуха может определяться также из отношения разности начальной весовой концентрации пыли в воздухе, подлежащем очистке, и в очищенном воздухе, к начальной концентрации

$$\mathcal{E} = \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{\sigma_2} 100\% . \quad (4.3)$$

¹ ГПИ Сантехпроект. Рекомендуются схемы очистки вентиляционных выбросов, вып. 1, 1965. То же, вып. II, 1966.

4.2. ОЧИСТКА ПРИТОЧНОГО И РЕЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

А. ТРЕБОВАНИЯ К ОЧИСТКЕ ПРИТОЧНОГО И РЕЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

Необходимость в очистке наружного воздуха, подаваемого в помещения системами приточной вентиляции, определяется состоянием воздуха в районе воздухозабора и требованиями к чистоте воздуха в помещениях.

Санитарные нормы СН 245—63 ограничивают предельно допускаемые концентрации пыли в атмосферном воздухе населенных пунктов величинами, указанными в приложении 4. В действительности концентрации пыли могут быть в некоторых случаях значительно больше, вследствие чего при выборе и расчете фильтров рекомендуется учитывать также показатели степени загрязнения атмосферного воздуха по данным натурных исследований.

Очистку наружного воздуха следует предусматривать в случаях, когда среднесуточная либо максимальная концентрация пыли в районе расположения зданий или вблизи места забора воздуха систематически превышает значения, указанные в приложении 4 СН 245—63.

Очистка наружного воздуха, подаваемого системами приточной вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха с механическим побуждением в производственные здания, должна производиться согласно указаниям п. 1.4 справочника.

В уникальных общественных зданиях, в особенности при устройстве в них кондиционирования, очистка воздуха проектируется вне зависимости от концентрации пыли в наружном воздухе в целях предохранения от порчи отделки внутренних поверхностей, мебели и др. пылью, содержащейся как в наружном, так и в рециркулирующем в системе кондиционирования воздухе.

Очистка наружного воздуха может предусматриваться также для защиты от пыли вентиляционного оборудования или если она обусловлена технологическими требованиями к чистоте воздуха производственных помещений.

Очистка рециркуляционного воздуха должна производиться исходя из условия, чтобы в подаваемом в помещение воздухе содержалось не более 30% допускаемой концентрации пыли в воздухе рабочих помещений.

Б. ВЫБОР И РАСЧЕТ ФИЛЬТРОВ ДЛЯ ОЧИСТКИ НАРУЖНОГО И РЕЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

Выбор типа фильтра и необходимой его эффективности (остаточной концентрации пыли в воздухе после очистки) производится с учетом требования к степени чистоты воздуха, условий эксплуатации и стоимости очистки. Для помещений, к чистоте которых не предъявляются повышенные требования, следует ограничиваться эффективностью $\mathcal{E}=60 \div 80\%$. Для очистки от пыли наружного и рециркуляционного воздуха должны применяться воздушные фильтры, указанные в табл. 5 СНиП I-Г.5-62. Классификация фильтров, приведенная в этой таблице, определяется основными показателями, приведенными в табл. 4.4.

Фильтры III класса применяются главным образом для очистки воздуха, подаваемого в помещения, от относительно крупных частиц (более 10 мк).

Фильтры II класса очищают воздух практически от всех частиц, представляющих опасность для человеческого организма, и применимы также для большинства технологических процессов, предъявляющих повышенные требования к чистоте воздуха. В целях продления срока службы фильтры II класса целесообразно сочетать с фильтрами III класса.

Фильтры I класса являются фильтрами специального назначения. Они предназначены для практически полного обеспыливания воздуха от пылевых частиц всех размеров и улавливания находящихся в воздухе микроорганизмов. В связи с этим фильтры I класса применяются для технологической очистки воздуха при изготовлении изделий, очень чувствительных к попаданию пыли, а также для стерилизации воздуха. Фильтры I класса применяются в комбинации с фильтрами II и III классов в качестве последней ступени очистки. Применение фильтров I класса рекомендуется только при наличии специальных требований.

Таблица 4.4

Классификация воздушных фильтров по величине $\mathcal{E}$

Класс фильтров	Эффективное улавливание частиц размером в мк	Порядок величин скоростей фильтрации в сек при сопротивлении 10 кг/м ²	Усредненная эффективность при очистке атмосферного воздуха в % (не менее)
I	Менее 1	Сантиметры	99
II	Более 1	Дециметры	85
III	10	Метры	60

При проектировании необходимо учитывать пылеемкость фильтров, т. е. то количество пыли, которое может быть уловлено и накоплено в конструкции фильтра в период между его регенерацией, сменой или разгрузкой. Частота производства этих операций определяется изменением эффективности и сопротивления фильтров по мере исчерпания их пылеемкости, а также условиями эксплуатации фильтров. Пылеемкость фильтров должна допускать работу без смены, регенерации или очистки в течение не менее одного, а желательно двух-трех месяцев и более.

При проектировании рекомендуется задаваться изменением сопротивления фильтра (по мере его запыления) в 2—3 раза против начального. Эта величина должна выбираться в зависимости от характеристики фильтров, а также побудителя тяги и вентиляционной сети с учетом возможного в каждом случае уменьшения расхода воздуха в системе.

При применении масляных самоочищающихся или рулонных фильтров таким же путем следует определять время между передвижками (перестановками) фильтрующих панелей, если эта операция выполняется периодически. При непрерывной передвижке полотна сопротивление фильтра практически будет постоянным.

Пример 4.3. Определить время насыщения пылью четырех ячеек фильтров Рекк (ФяР) модели М при очистке наружного воздуха в количестве $L=6000 \text{ м}^3/\text{ч}$ с начальным его пылесодержанием $0.4 \text{ мг}/\text{м}^3$, эффективности фильтра 75% и двухсменной работе. Конечное сопротивление фильтров может достигать $12 \text{ кг}/\text{м}^2$. Заполненные фильтры — по пять сеток с ячейками размером 2,5 мм, четыре — с ячейками размером 1,2 мм и три — с ячейками размером 0,63 мм.

Решение. Общая пылеемкость четырех ячеек фильтра Рекк в данных условиях составляет $G_{\text{ф}}=0,22 \cdot 4 \cdot 2000=1760 \text{ г}$, или 1760 000 мс.

Время насыщения фильтров пылью

$$t = \frac{1760000}{6000 \cdot 0,4 \cdot 0,75} = 977, \text{ или } \frac{977}{14,25} \approx 2,8 \text{ месяца.}$$

Расчет фильтров производится в следующей последовательности:

исходя из предельной величины сопротивления фильтра, которое может быть допущено в проектируемой системе, и из типа фильтра, выбранного в соответствии с требованиями к эффективности очистки воздуха, задаются воздушной нагрузкой и начальным сопротивлением фильтра;

по начальному пылесодержанию и эффективности фильтра определяют количество пыли, уловленное фильтром в единицу времени;

по пылевой характеристике фильтра (см. далее) определяют продолжительность работы фильтра, т. е. время, за которое будет использован перепад между принятым начальным и допустимым конечным сопротивлением фильтра. В случае, если это время меньше, чем может быть допущено по условиям эксплуатации, принимают меньшую воздушную нагрузку, более пылеемкий тип фильтра либо рассматривают возможность использования большего перепада давления в фильтре.

Начальное пылесодержание наружного и рециркуляционного воздуха желательно принимать по опытным данным, относящимся непосредственно к проектируемому объекту. При отсутствии таких данных начальное пылесодержание наружного воздуха принимается по приложению 4 СН 245—63, а содержание пыли в рециркуляционном воздухе принимают равным предельно допустимой концентрации данной пыли в воздухе рабочей зоны.

При большой начальной концентрации пыли или при необходимости особо тщательной очистки воздуха применяют многоступенчатую очистку.

В. МАСЛЯНЫЕ ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

В масляных фильтрах, все известные модификации которых по своим основным показателям соответствуют III классу, очистка воздуха происходит главным образом в результате инерционной сепарации пылевых частиц на поверхностях пористого слоя и связывания частиц вязкими масляными пленками, создаваемыми на этих пористых поверхностях. Пористые слои фильтров создаются путем использования металлических сеток, перфорированных и штампованных металлических листов, керамических колец (кольца Рашига) и др.

Масла, применяемые для замасливания фильтров, должны быть достаточно вязкими, не иметь запаха, медленно сохнуть и иметь температуру застывания примерно на 5° ниже минимальной температуры очищаемого воздуха.

В табл. 4.5 приведены основные показатели применяемых для фильтров масел.

При положительных температурах вязкость некоторых из указанных сортов масел становится слишком мала. Поэтому в районах, которым свойственны очень низкие температуры зимой и высокие летом, целесообразно использовать разные замасливатели для летнего и зимнего периодов.

В конструктивном отношении масляные фильтры подразделяются на два основных вида: ячейковые и самоочищающиеся.

Ячейковые фильтры представляют собой металлические разъемные коробки, заполненные фильтрующим слоем.

Ячейковые сетчатые фильтры конструкции Е. В. Рекк заполняются гофрированными стальными сетками с ячейками размером 0,63—2,5 мм. Сетки ук-

Таблица 4.5

Основные показатели масел,
применяемых для воздушных фильтров

Показатели	Масло				
	висцино- вое (ГОСТ 7611—55)	индустри- альное (ГОСТ 1707—51)	трансфор- маторное (ГОСТ 982—56)	АМГ-10 (ГОСТ 6794—53)	МК-8 (ГОСТ 6457—66)
Вязкость сот при 50° С	19—24	10—14 17—23	9,6	9—12	8,3
Отношение вязко- стей при 20 и 50° С .	5,2	Не нор- миру- ется	3,13	3—5	3,61
Температура засты- вания в °С, не выше	—20	—30 —20	—45	—45	—55
Кислотное число .	Не нор- миру- ется	0,14 0,14	0,05	0,02	0,04
Температура вспыш- ки в °С, не ниже .	165	165 170	135	135	135
Содержание смо- листых веществ в %	6—10	Не нор- миру- ется	Отсутствует		

Примечание. В числителе приведены данные для масла марки 2, а в знаменателе — для масла марки 3.

ладываются так, чтобы размер ячеек убывал в направлении движения воздуха. В фильтрах имеются установочные рамки. Основные размеры унифицированной ячейки фильтров Рекк (ФЯР) производства Крюковского вентиляторного завода и ее технические данные приведены в приложении IV.

На рис. 4.3 приведены аэродинамические характеристики фильтров. Графиком можно пользоваться для выбора воздушной нагрузки на фильтры с учетом начального сопротивления незапыленных фильтров. На рис. 4.4 приведены пылевые характеристики фильтров.

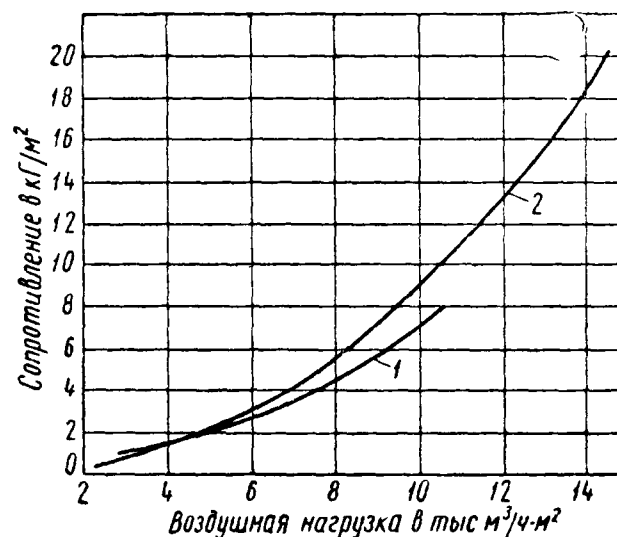


Рис. 4.3. Аэродинамические характеристики ячейковых фильтров

1 — типа ФЯР с заполнением пяти сеток ячейками размером 2,5 мм, четырех — ячейками размером 1,2 мм и трех — ячейками размером 0,63 мм; 2 — типа ФЯВ

График построен по экспериментальным данным при удельной воздушной нагрузке $6000 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$. В случае

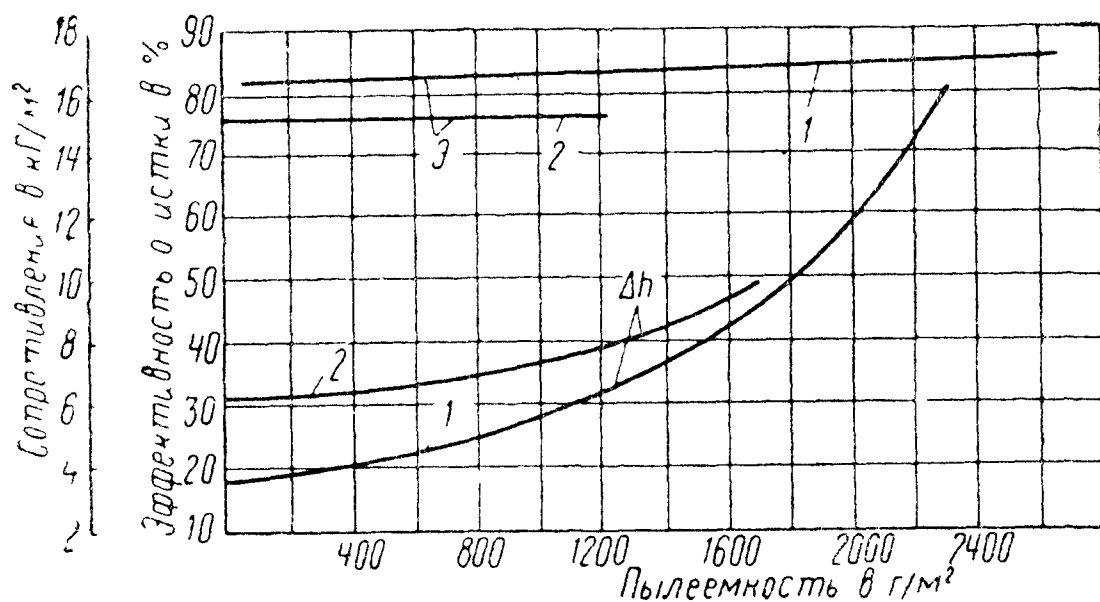


Рис 44 Пылевые характеристики ячейковых фильтров

1 — типа ФЯР с заполнением из пяти сеток ячейками размером 2,5 мм, четырех — ячейками размером 1,2 мм и трех — ячейками размером 0,63 мм, 2 — типа ФЯВ

когда принимается удельная воздушная нагрузка, отличающаяся от указанной, ориентировочная характеристика фильтров может быть получена путем перенесения кривой параллельно начальному положению в точку, соответствующую начальному сопротивлению при выбранной нагрузке.

Эффективность фильтров несколько увеличивается с повышением воздушной нагрузки. Это увеличение не велико и при практических расчетах эффективность фильтров при всех нагрузках может приниматься постоянной.

Фильтры Фя могут применяться в виде отдельных ячеек, укрепляемых в конструкцию обеспыливающего устройства в виде плоских панелей или полочных стеллажей (рис. 45). В первом случае для установки и укрепления ячеек пользуются установочными рамками, в которых ячейки фильтров закрепляются при помощи

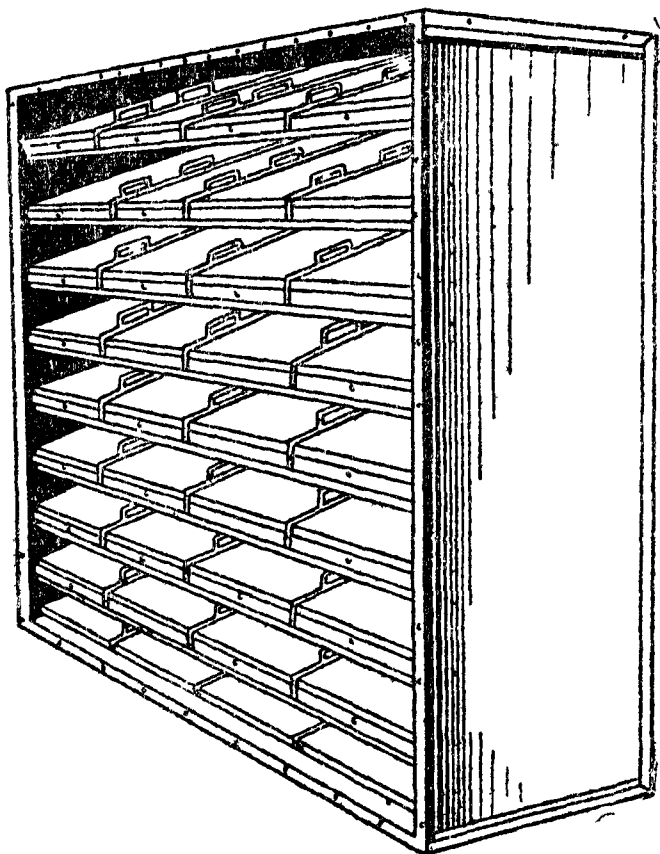


Рис 45 Полочный стеллаж для ячейковых фильтров

защелок. Рамки имеют войлочные прокладки для предупреждения подсоса воздуха между задними стенками коробок фильтров и внутренними поверхностями задних стенок установочных рамок.

Полочные стеллажи представляют собой сварную конструкцию. Фильтры устанавливаются на полках через уплотнительные прокладки, без дополнительного крепления (см рис 45). Технические данные стеллажей производства Харьковского завода кондиционеров приведены в табл 46

По своим присоединительным размерам стеллажи приспособлены для монтажа в центральных кондиционерах соответствующей производительности.

Регенерация фильтров производится путем их промывки в ванне с горячим ($40-60^\circ \text{C}$) содовым раствором (1 вес ч каустической соды на 10 вес ч воды) с последующим их замасливанием

Аналогичный ячейковый фильтр типа ФяВ выпускается Крюковским вентиляторным заводом с заполнением 12 гофрированными сетками из винипласта. Сетки укладываются в коробку фильтров так, чтобы гофры прилегающих сеток были перпендикулярны друг другу

Таблица 46
Технические данные стеллажей для ячейковых фильтров

Наибольшая пропускная способность в $\text{м}^3/\text{ч}$	Тип стеллажей	Высота в свету в мм	Ширина в свету в мм	Количество ячеек в шт.	Живое сечение в м^2	Вес в кг
10 000	Кд 1005	1300	776	7	1,54	240
20 000	Кд 2005	1300	1535	21	4,62	370
40 000	Кд 4005	1800	2046	35	7,93	605

Основные размеры фильтра и его технические данные приведены на рис 43 и 44, а также в приложении IV.

Фильтры ФяВ могут применяться масляные, сухие или с орошением их водой.

Из самоочищающихся масляных фильтров широкое распространение имеют фильтры типа Кд производительностью $2500-240\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Эти фильтры представляют собой металлическую сварную станину, в верхней и нижней частях которой установлены горизонтальные валы; между валами движутся в виде непрерывной ленты панели из пружинной стержневой сетки. Валы фильтров приводятся в движение или ручными приводами (в фильтрах производительностью до $10\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$), или механическими (для большей производительности)

Нижние валы являются натяжными и находятся в ванне с маслом. Панели, огибая нижний вал, промываются в масле. В этой части ванны установлены мешалки для взмучивания осадка перед удалением отработанного масла. Технические данные фильтров приводятся в приложении III

Для нормальной работы фильтров воздух должен распределяться по рабочему сечению фильтров так, чтобы скорость набегающего потока не превышала $2,5 \text{ м/сек}$ во избежание прогиба фильтрующих панелей и уноса масла из фильтра¹. С этой же целью при компоновке фильтров в камерах следует избегать внезапных расширений или сужений сечения или поворотов потока, которые могут вызвать местные повышения его скорости, в особенности в нижней части фильтра. При невозможности по местным условиям избежать этого следует применять воздухораспределительные решетки (например, из перфорированных стальных листов, сеток и др.)

¹ Указанные в приложениях III и IV номинальные пропускные способности обусловлены производительностью соответствующих типоразмеров кондиционеров Кд и не вполне отвечают условиям надежной работы фильтров

Коэффициент местного сопротивления решеток определяется по формуле И. Е. Идельчика

$$\xi \geq \left(\frac{F_{\phi}}{F_{\pi}} \right)^2 - 1, \quad (4.4)$$

где F_{ϕ} — площадь фильтра в м^2 ;

F_{π} — площадь потока в его суженном сечении в м^2 .

В настоящее время начинается производство фильтров типа ФШ с механизированным удалением шлама, приспособленных к более тяжелым условиям работы. Основные их размеры и технические данные приведены в приложении IV.

При пропускной способности фильтровальных установок свыше 120 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$, а при повышенной запыленности воздуха при меньших пропускных способностях следует проектировать централизованное маслоснабжение масляных фильтров всех типов.

Г. ВОЛОКНИСТЫЕ ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

По конструктивным особенностям волокнистые фильтры подразделяются на ячейковые и рулонные.

Ячейковые фильтры имеют две основные формы исполнения — плоскую и складчатую. Заполнение плоских ячейковых фильтров производится рыхлыми волокнистыми материалами толщиной 25—50 мм. В складчатых фильтрах могут применяться также более плотные материалы, которые укладываются в конструкцию фильтра так, что образуют складки, позволяющие развить фильтрующую поверхность и повысить пропускную способность фильтра.

Как правило, фильтрующий материал после использования выбрасывается, однако существуют волокнистые материалы, которые можно очищать промывкой, продувкой или при помощи пылесосов, после чего использовать повторно. Выбросные фильтрующие материалы перед их применением, как правило, слегка промасливаются.

Бумажные фильтры типа К-53 (см. приложение IV) по эффективности могут быть отнесены к фильтрам II класса. В фильтрах используются алигнин и шелковка. Фильтры изготавливаются по чертежам НИИ санитарной техники (НИИСТ) и других организаций по отдельным заказам.

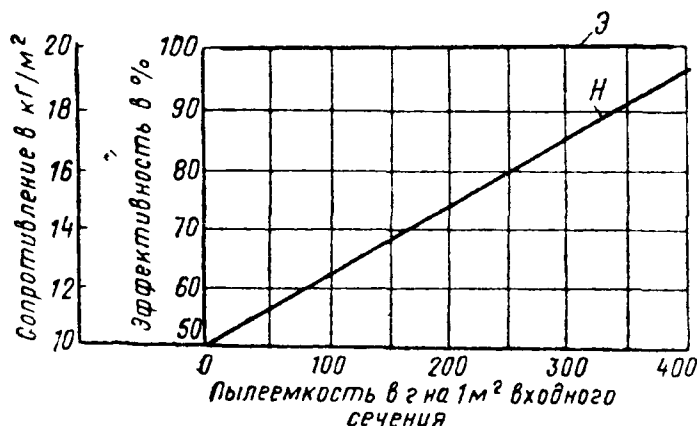


Рис. 4.6. Характеристики ячейки фильтра ФяЛ (типа ЛАИК)

В фильтрах типа ЛАИК (лаборатории аэрозолей Физико-химического института им. Л. Я. Карпова) используются фильтрующие материалы ФПП и ФПА, ко-

торые относятся к I классу и по своей эффективности могут рассматриваться как «абсолютные фильтры». На рис. 4.6 показаны аэродинамическая и пылевая характеристики фильтра ФяЛ (типа ЛАИК) производства Серпуховского механического завода при воздушной нагрузке 125 $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$. Как видно из графика, фильтр обладает практически 100%-ной эффективностью. Фильтр изготавливается в виде разборной металлической ячейки (приложение IV).

Фильтры могут собираться в установки большой пропускной способности (до 120 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$) в виде плоских панелей и фильтр-камер (рис. 4.7). Чертежи камер разработаны НИИСТ для кондиционеров производительностью 20, 40, 60, 80 и 120 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$. Промышленностью

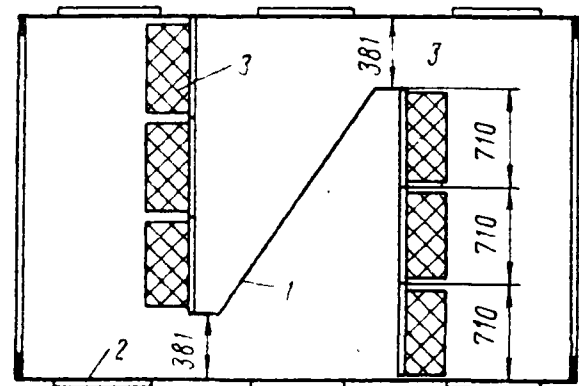


Рис. 4.7. Фильтр-камера большой производительности для установки фильтров типа ФяЛ конструкции НИИСТ

1 — перемишка; 2 — двери для входа;
3 — фильтры

камеры не выпускаются, и при необходимости они должны изготавливаться на заводах монтажных организаций.

Пылеемкость материалов типа ФП очень мала (см. рис. 4.6), вследствие чего эти относительно дорогие фильтры рекомендуется применять в качестве последней ступени очистки, устанавливая их по возможности в конце воздушного тракта, на выпуске воздуха в помещение.

Рулонный фильтр Симферопольского машиностроительного завода и Серпуховского механического завода (см. приложение IV) представляет собой прямоугольный коробчатый каркас, в верхней части которого установлен барабан с намотанным на него полотнищем фильтрующего материала. Свободный конец полотнища закреплен на нижнем барабане, который приводится во вращение от редукторного привода. По мере загрязнения материала он автоматически перематывается с верхнего барабана на нижний. Для разгрузки материала от растягивающих усилий решетка, на которую опирается материал, выполняется в виде вертикального транспортера, перемещающегося одновременно с материалом.

В качестве фильтрующего материала для рулонных фильтров применяют материал ФСВУ производства Ивотского стекольного завода (для фильтров типа ФРУ) или нетканый материал типа ФВН производства Моршанской суконной фабрики (для фильтра типа ФРП). Материал типа ФВН предназначен главным образом для улавливания волокнистой пыли текстильных предприятий. Эффективность рулонного филь-

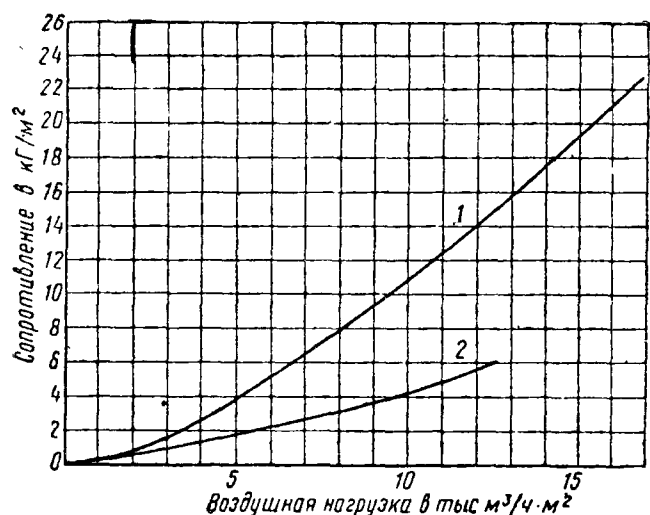


Рис. 4.8. Аэродинамические характеристики материалов

1 — типа ФВН; 2 — типа ФСВУ

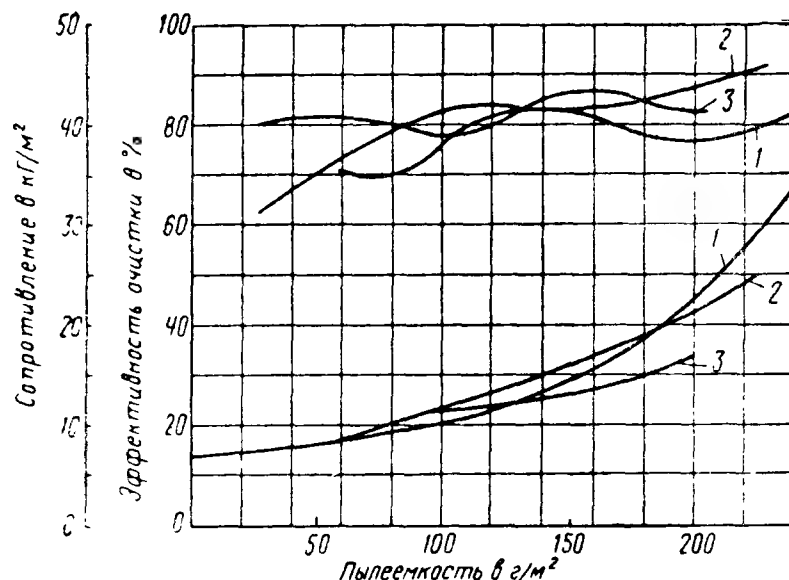


Рис. 4.11. Пылевая характеристика губчатого фильтра толщиной 20 мм

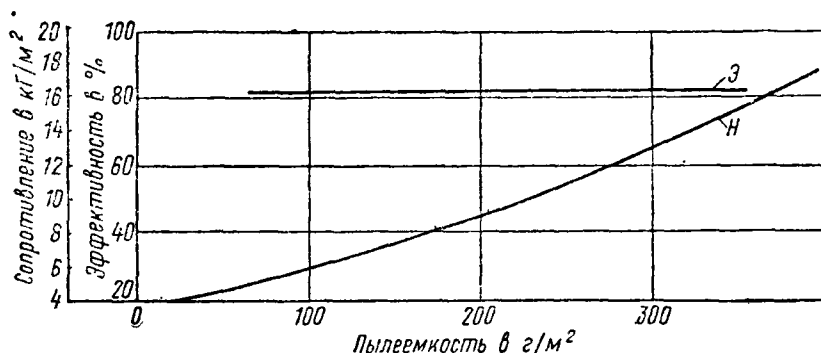


Рис. 4.9. Пылевая характеристика материала ФСВУ

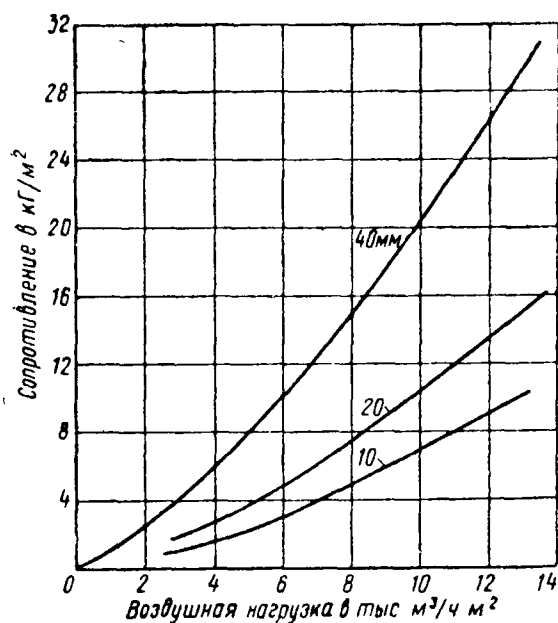


Рис. 4.10. Аэродинамические характеристики губчатых фильтров при толщине фильтрующего слоя 10, 20 и 40 мм

ра с материалом ФВН в этих условиях составляет 95—96%. Аэродинамическая характеристика материала ФВН (смесь 80% хлопка и 20% капрона) приведена на рис. 4.8.

Стекловолоконный фильтрующий материал ФСВУ изготавливается из упругого стекловолокна специального производства, связанного синтетическими смолами и слегка промасленного. По эффективности эти материалы относятся к III классу.

На рис. 4.8 показана аэродинамическая характеристика материала ФСВУ, а на рис. 4.9 — его пылевая характеристика при воздушной нагрузке $10\,000 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$. Габаритные размеры и технические данные рулонных фильтров, а также плоских ячейковых фильтров типа Ф- с заполнением ФСВУ приведены в приложении IV. В целях экономии фильтрующих материалов при ограниченном давлении рекомендуется принимать воздушные нагрузки не более $8000 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$.

Д. ГУБЧАТЫЕ ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

В губчатых воздушных фильтрах используется фильтрующий материал, полученный путем обработки пенополиуретана (паропропускающий полиуретановый).

Пенополиуретан (ППУ) представляет собой полимерный материал губчатой структуры. Рошальский химический комбинат производит самозатухающий ППУ по СТУ 35—ХП № 598-63, имеющий $\gamma = 35 \div 55 \text{ кг/м}^3$ и предел прочности на разрыв не менее $1\text{—}0,8 \text{ кг/см}^2$. Поры ППУ разделены тонкими упругими перегородками, вследствие чего товарный ППУ обладает большим аэродинамическим сопротивлением. Для возможности использования ППУ в воздушных фильтрах материал должен подвергаться специальной обработке, повышающей его воздухопроницаемость. На рис. 4.10 показаны аэродинамические характеристики губчатых фильтров разной толщины. Пылевая характеристика материала толщиной 20 мм показана на рис. 4.11 (кривая 1). Кривые 2 и 3 представляют соответственно эффективность и сопротивление материала после первой и второй регенерации. Фильтры из модифицированного полиуретана легко регенерируются промывкой в воде или при помощи пылесоса.

Губчатые фильтры могут применяться в плоских ячейках типа ФяП (см. приложение IV), изготавливаемых Крюковским вентиляторным заводом.

При горении ППУ образуются высокотоксичные вещества, вследствие чего для изготовления фильтров должен применяться самозатухающий материал, выпускаемый промышленностью по указанным СТУ.

Е. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Электрические фильтры (электрофильтры) относятся ко II классу. Принципиальная схема электрофильтра показана на рис. 4.12. Фильтр состоит из следующих основных элементов: ионизационной решетки с проводочными электродами, натянутыми в промежутках меж-

тивление фильтра, оборудованного противоуносным устройством, составляет около 4 кг/м^2 , а фильтра без противоуносного устройства — $0,5 \text{ кг/м}^2$.

В случаях, когда воздух, поступающий в электрофильтр, не подвергался предварительной очистке, перед ним следует устанавливать сетку с ячейками размером 2—3 мм для предохранения от попадания в фильтр волокон и других крупных частиц, способных вызвать электрические пробой.

Габаритные размеры и технические данные фильтров ФЭ приведены в приложении IV.

В приложении IV показан также электрофильтр типа ЭФ-2 того же вида производительностью до $2000 \text{ м}^3/\text{ч}$ производства Казанского завода медаппаратуры, применяемый при вентиляции операционных помещений.

Для фильтров ФЭ и ЭФ применяются полупроводниковые источники питания типа В-13/6,5-30 завода «Мосрентген». Агрегат может питать ток фильтры или группу фильтров пропускной способностью до $40\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Технические показатели источников питания В-13/6,5-30

Габаритные размеры	260×270×440 мм
Сила номинального тока	2—30 ма
Вес	28 кг

4.3. ОЧИСТКА ВОЗДУШНЫХ ВЫБРОСОВ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

А. ВЫБОР И РАСЧЕТ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ ДЛЯ ОЧИСТКИ ЗАПЫЛЕННЫХ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВЫБРОСОВ

Предельно допустимые концентрации содержания пыли в выбросах устанавливаются в зависимости от ее предельно допустимой концентрации в воздухе рабочей зоны производственных помещений (табл. 4.7).

Выбросы, которые содержат пыль в количестве, не превышающем допустимого содержания, разрешается не подвергать очистке.

Выбор и расчет пылеуловителей должны производиться на основании и с учетом дисперсности пыли, начальной и допускаемой остаточной концентрации пыли, способности пыли к налипанию, комкованию и коагуляции, температуры пылевоздушной смеси и ее влажности, наличия газообразных или жидких примесей, обладающих корродирующими свойствами, абразивности и взрывоопасности пыли.

Таблица 4.7

Предельно допустимые концентрации пыли в воздухе, выбрасываемом в атмосферу, в мг/м^3

Предельно допустимые концентрации пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений в мг/м^3	2	4	6	10
Допускаемые концентрации в выбросе в мг/м^3	30	60	80	100

Расчетная эффективность обеспыливающего оборудования, как правило, должна приниматься по фактическим данным, основанным на использовании данного оборудования в аналогичных условиях¹.

¹ См. сноску к стр. 66.

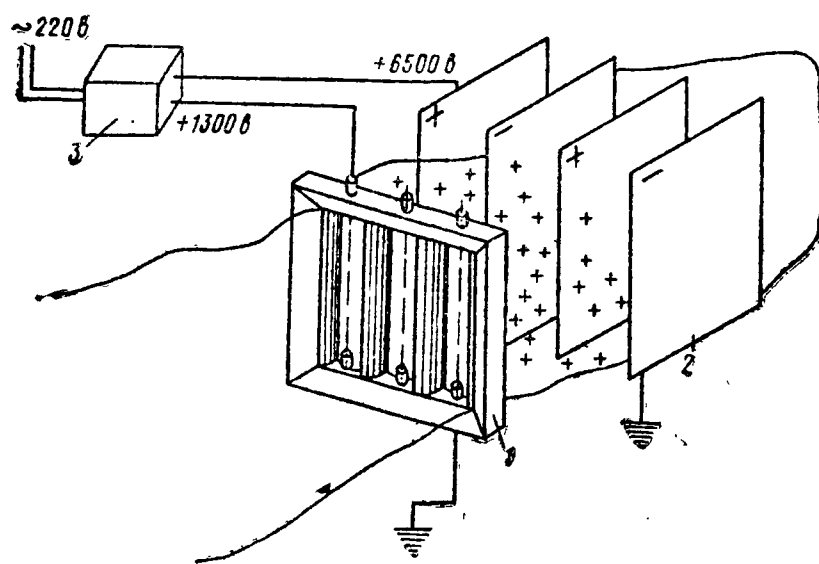


Рис. 4.12. Принципиальная схема двухзонального электрического фильтра

1 — ионизационная зона; 2 — осадительная зона; 3 — питающее устройство

ду заземленными электродами из трубок, пластин и др., осадительного пакета из тонких пластин, попеременно заземленных и находящихся под напряжением, и питающего устройства для снабжения фильтра выпрямленным током высокого напряжения. Напряжение на коронирующих электродах — $13\,000$ — $15\,000 \text{ в}$, на осадительных — 6500 — 7500 в . При проходе воздуха через ионизационную зону содержащиеся в нем пылевые частицы приобретают положительный заряд. В осадительной зоне заряженные частицы осаждаются на заземленных пластинках.

Очистка фильтра производится периодическими промывками водой через распылительные приспособления. В целях повышения эффективности фильтра осадительные электроды после промывки иногда покрываются вязкими жидкостями — замасливателями. В фильтрах с сухими (незамасленными) осадительными электродами может происходить срыв отложившейся пыли, для улавливания которой устанавливается противоуносный фильтр III класса обычно из материала ФСВУ или ППУ.

Фильтр типа ФЭ Серпуховского механического завода собирается из унифицированных фильтрующих элементов в металлическом корпусе. Начальное сопро-

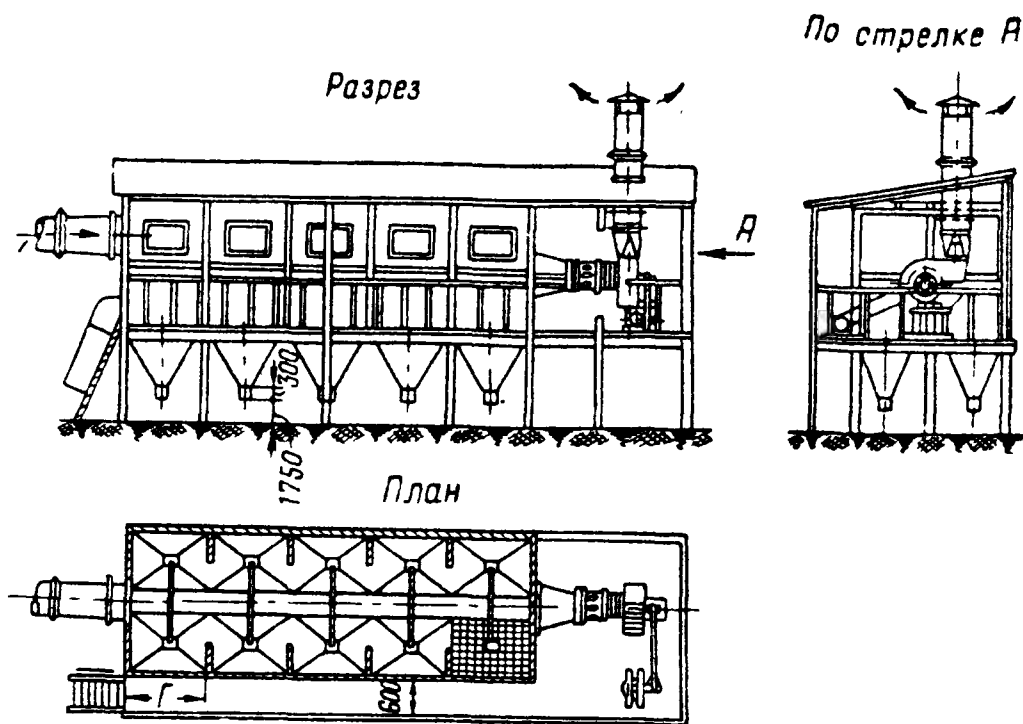


Рис. 4.13. Пылеосадочная камера конструкции В. В. Батурина

При большой начальной концентрации пыли в очищаемых выбросах следует применять двух- и многоступенчатую очистку.

Очистка может быть сухой и мокрой. При применении мокрых пылеуловителей следует учитывать технические сложности, возникающие при эксплуатации шламового хозяйства, и по возможности снижать начальную концентрацию пыли при помощи сухих пылеуловителей для предварительной очистки.

Б. ПЫЛЕОСАДОЧНЫЕ КАМЕРЫ

Пылеосадочные камеры предназначены для отделения крупнодисперсных пылей I и II групп дисперсности, но могут применяться также для отделения мелкодисперсной пыли в качестве первой ступени очистки. В пылеосадочных камерах отделение пыли происходит в результате ее осаждения под действием собственного веса. Эффективность камер определяется временем, в течение которого происходит осаждение пылевых частиц, и поэтому при ограниченной длине камеры она зависит от скорости запыленного потока. Следует стремиться к максимальному увеличению площади поперечного сечения камер за счет увеличения их ширины, принимая одновременно необходимые меры для обеспечения равномерного распределения потока по всему сечению. Среднюю скорость потока следует принимать не более 0,6 м/сек.

Пылеосадочные камеры применяются в трех основных исполнениях: простейшие, выполняемые обычно путем расширения канала; полочные, разделенные по высоте полками для уменьшения необходимого времени осаждения; лабиринтные конструкции В. В. Батурина с удлиненным (путем введения поперечных перегородок) газовым трактом (рис. 4.13).

При определении размеров камер В. В. Батурина среднюю скорость воздуха во входном отверстии следует принимать 6—8 м/сек. Над пылесборными бункерами устанавливаются решетки с ячейками размером около 25×25 мм. Коэффициент местного сопротивления лабиринтной камеры В. В. Батурина, отнесенный к скорости во входном отверстии, принимается $\zeta = 2,5$.

Удаление осевшего материала рекомендуется механизировать. При улавливании горючей пыли камеры должны быть оборудованы автоматическими дождевальными установками.

В. ЦИКЛОННЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

Циклоны применяются для очистки вентиляционных выбросов, содержащих сухую неслипающуюся пыль I, II и III групп дисперсности. Они могут применяться также для отделения более мелкодисперсных пылей в качестве первой ступени очистки.

Отделение пыли в циклонах происходит вследствие продолжительного изменения направления движения потока запыленных газов при его закручивании. При этом пылевые частицы, траектория которых в силу их большой инерции искривляется в меньшей степени, сепарируются из потока в направлении стенок циклона. Те из частиц, которые обладают достаточно большой массой, достигают их и теряют свою скорость. Скорость обогащенных пылью периферийных слоев течения постепенно замедляется, и последние переходят в осадительный бункер, где происходит окончательное осаждение пыли. Очищенный воздух образует внутреннее восходящее течение циклона, которое, также вращаясь, движется в направлении, обратном нисходящему течению, и выходит из циклона через его выхлопную трубу.

В качестве циклонов общего назначения следует применять аппараты, изготовленные по нормам и схемам НИИОГаз. Наиболее эффективными являются циклоны ЦН-11, обладающие несколько повышенным сопротивлением. В приложении IV приводятся данные по наиболее распространенным циклонам ЦН-15. Эффективность этих циклонов при расчетах должна приниматься по опытным данным. С уменьшением размеров циклонных аппаратов их эффективность повышается. Допускается производить определение эффективности циклонов путем расчета на основании экспериментальных данных о их фракционной эффективности.

Различают следующие основные виды циклонных аппаратов.

1. Циклоны большой производительности — одиночные циклоны большого диаметра (более 800 мм). Применение циклонов диаметром более 1700 мм не рекомендуется.

Аэродинамическое сопротивление циклонов определяется по формуле

$$\Delta P = \zeta \frac{v^2}{2g} \gamma \kappa \Gamma \text{ м}^2, \quad (4.5)$$

где v — условная «плановая» скорость, определяемая как отношение секундного объемного расхода воздуха к площади поперечного сечения цилиндрической части циклона, или скорость во входном патрубке циклона в м/сек;

γ — удельный вес очищаемого воздуха в расчетных условиях в кг/м³;

ζ — коэффициент местного сопротивления циклонов, отнесенный к одной из указанных скоростей.

Для одиночных циклонов типа ЦН-15 коэффициент местного сопротивления, отнесенный к «плановой» скорости, $\zeta = 130$. Сопротивление этих циклонов следует выбирать в интервале значений $\Delta P/\gamma = 65 \div 75$.

2. **Циклоны высокой эффективности** — циклоны диаметром 500—600 мм, но не более 800 мм.

При больших объемах очищаемого газа применяется групповая установка циклонов высокой эффективности, объединенных общими подводящими и отводящими каналами. Группировка более чем восьми циклонов в одной установке не рекомендуется. Циклоны в группе должны быть однотипными.

разивным пылям. Схемы и размеры батарейных циклонов приведены в приложении IV.

Производительность и гидравлическое сопротивление циклонных элементов типа БЦ Семибратовского завода газоочистительной аппаратуры определяется по номограмме, приведенной на рис. 4.14.

Пример 4.4. На очистку подается воздух при температуре 20° С и давлении 760 мм рт. ст. с удельным весом $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

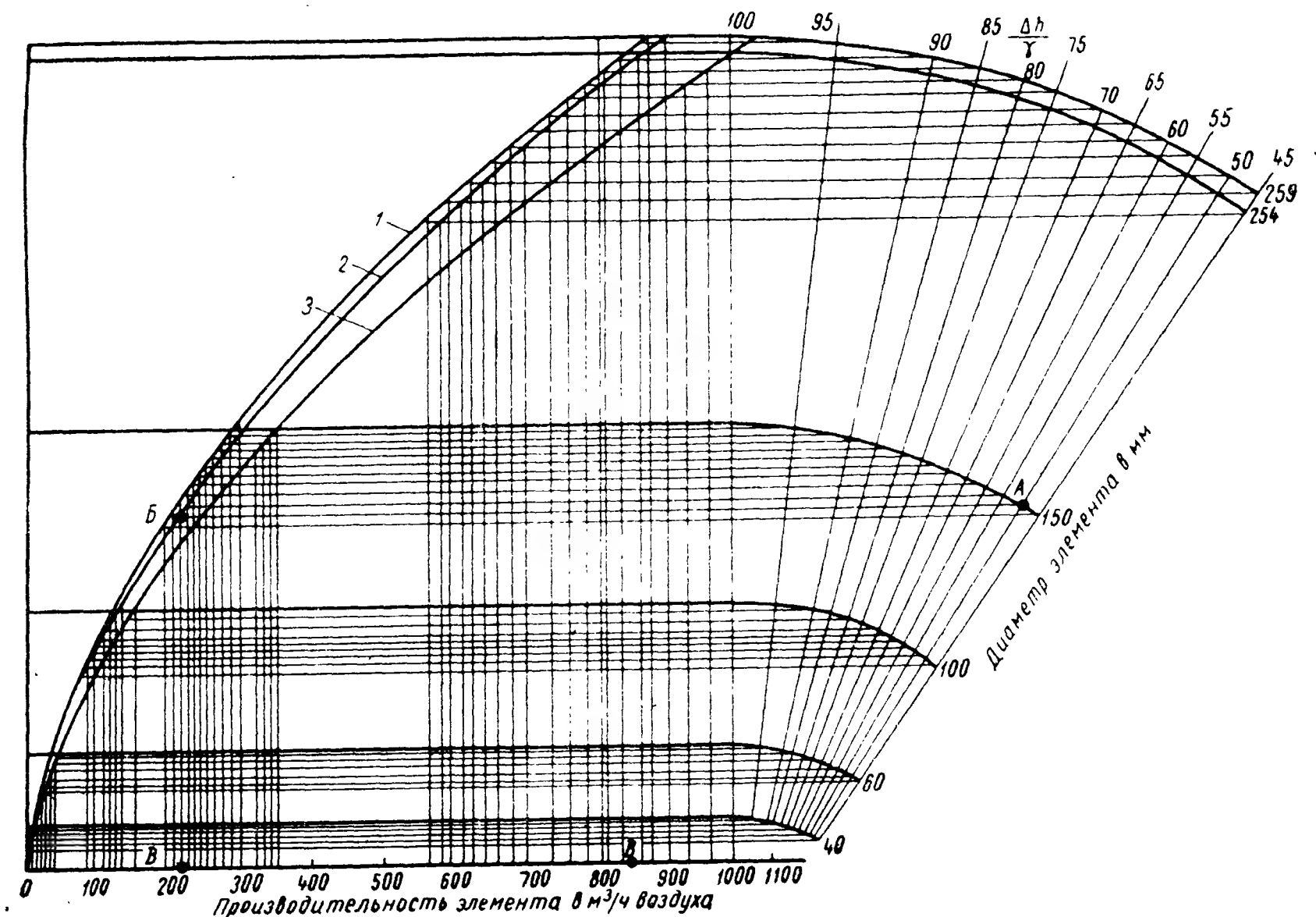


Рис. 4.14. Номограмма для расчета производительности и сопротивления батарейных циклонов

1 — для аппарата «Розетка» с параметрами $\alpha = 25^\circ$ и $\zeta = 90$; 2 — для аппарата «Винт» с параметрами $\alpha = 25^\circ$ и $\zeta = 85$; 3 — для аппарата «Розетка» с параметрами $\alpha = 30^\circ$ и $\zeta = 65$; Δh — сопротивление батарейного циклона в кг/м^2 ; γ — удельный вес очищенного воздуха в кг/м^3

Коллекторы для подвода и отвода воздуха к циклонам групповой установки должны обеспечивать равномерное его распределение. Сопротивление группы циклонов ЦН-15 принимается на 10% больше, чем одиночного, независимо от числа циклонов в группе.

3. **Батарейные циклоны** — циклонные элементы диаметром до 350 мм, размещенные в общем корпусе. По своей эффективности батарейные циклоны практически мало отличаются от циклонов высокой эффективности. Батарейные циклоны компактны и в ряде случаев удобны для очистки больших объемов воздуха. Чугунные элементы батарейных циклонов лучше противостоят аб-

Допускаемое сопротивление элемента $\Delta h = 60 \text{ кг/м}^2$. Требуется определить часовую производительность для элемента диаметром 150 мм с направляющим аппаратом «Винт» при $\alpha = 25^\circ$ и $\zeta = 85$.

Решение. Определяется величина отношения гидравлического сопротивления к удельному весу газа:

$$\frac{\Delta h}{\gamma} = \frac{60}{1,2} = 50 \text{ м.}$$

В правой части номограммы (см. рис. 4.14) находится точка А пересечения линии $\Delta h/\gamma = 50$ с линией, соответствующей диаметру элемента 150 мм. Из точки А проводится прямая, параллельная оси абсцисс, до пересечения в точке В с кривой для параметров $\alpha = 25^\circ$ и $\zeta = 85$ («Винт»). Из точки В проводится прямая, параллельная оси ординат, до пересечения с осью абсцисс в точке В и отсчитывается производительность элемента, равная около 215 $\text{м}^3/\text{ч}$.

Циклоны желательно устанавливать на всасывающей стороне аспирационных систем. Отвод очищенных газов от одиночных и групповых циклонов, устанавливаемых на всасывающей стороне, следует производить через распрямляющий аппарат — улитку. Установка регулирующей арматуры на входных патрубках или выходных трубах циклонов, образующих группу, как правило, не рекомендуется.

Корпусы циклонов, кроме батарейных, в том числе их коническая часть, не могут быть использованы для сбора пыли. Все циклоны как при групповой, так и при одиночной установке должны снабжаться герметичными бункерами, емкость которых определяют исходя из расчетного количества улавливаемой пыли, а также режима и способа очистки бункеров. При расчете их емкости необходимо исходить из объемного веса материала в насыпном несслежавшемся состоянии, а также учитывать угол естественного откоса данного материала. Для выгрузки сухой зернистой пыли из бункеров должны применяться затворы, обеспечивающие необходимую герметизацию установки.

При наружной установке циклонов следует производить расчет охлаждения воздуха за время протекания по циклону и открытым наружным каналам. Если по расчету возможно выпадение конденсата внутри циклонов или каналов, их следует располагать в отапливаемом помещении или покрывать их поверхность тепловой изоляцией. Технические показатели циклонов приведены в приложении IV.

Г. МОКРЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

Скрубберы применяются для улавливания пылей всех видов III и IV групп дисперсности, кроме волокнистых и цементирующихся. В скрубберах эффект действия инерционных сил усиливается контактом с пленкой и каплями воды, а в некоторых случаях — конденсацией водяных паров на пылевых частицах. В аппарат воздух подается тангенциально в его нижнюю часть, а вода — в верхнюю часть аппарата так, чтобы стенки скруббера непрерывно орошались потоками, смывающими осевшую на них пыль.

Скруббер ПСП-ВТИ состоит из корпуса с входными и выходными патрубками и оросительной системы с соплами. Выходное сечение может быть соединено с раскручивающим улиточным аппаратом либо выполняться в виде шахты.

Питание скруббера водой следует производить через бачок с шаровым клапаном для поддержания постоянного давления воды, равного $0,3—0,4 \text{ кг/см}^2$. Патрубок для стока шлама выводится в сборник или отстойник и должен быть опущен ниже уровня воды не менее чем на $100—150 \text{ мм}$.

Скрубберы изготавливаются из листовой стали толщиной не менее 3 мм . При наличии в очищаемом воздухе примесей, способных при растворении в воде образовывать корродирующие растворы, внутренние поверхности скрубберов следует футеровать кислотоупорными материалами.

Размеры и основные технические данные скрубберов ПСП-ВТИ приведены в приложении IV.

Циклоны-промыватели СИОТ улавливают пыль за счет ее осаждения на смоченных стенках корпуса под действием центробежных сил и за счет промывки вращающегося потока воздуха водой.

Циклоны разработаны трех типов: тип I — с раскручивателем, направляющим выходной поток воздуха вниз; тип II — с раскручивателем-улиткой; тип III — без раскручивателя, с выбросом воздуха вверх.

Циклон-промыватель состоит из корпуса с патруб-

ками для входа и выхода воздуха и раскручивателя (кроме циклона типа III). При переменном давлении воды в водопроводной сети циклон снабжается водяным бачком с шаровым клапаном.

Размеры и основные технические данные циклонов-промывателей приведены в приложении IV.

Пенные пылеуловители применяются для улавливания пылей всех видов, кроме волокнистой и цементирующейся; они не рекомендуются для улавливания растворяющихся пылей, способных образовывать легкокристаллизующиеся соли, которые забивают решетки.

Очистка воздуха происходит в слое пены, образующейся при продувке очищаемого воздуха через пеннообразующие решетки, на которые подается вода. Пылинки, оказывающиеся внутри воздушных пузырьков пены в процессе перемешивания, разрушения и образования пены, вступают в контакт с водяными пленками и улавливаются ими.

Наиболее распространены пенные пылеуловители, изготавливаемые по нормам института Гипрогазоочистка.

Д. РУКАВНЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

Рукавные пылеуловители общего назначения применяются для очистки запыленного выбросов от неволокнистой сухой пыли III, IV и V групп дисперсности¹. Очистка воздуха происходит в результате фильтрации через ткань, задерживающую пыль.

В металлическом корпусе пылеуловителя подвешены тканевые рукава (см. приложение IV), верхний торец которых заглушен. Запыленный воздух поступает в нижнюю часть аппарата и проходит через ткань рукавов, на поверхности и в порах которых осаждаются пыль, и выходит через верхнюю часть аппарата. По мере увеличения толщины слоя пыли сопротивление пылеуловителей возрастает. Для снижения величины сопротивления осевшая пыль периодически удаляется встряхиванием при помощи кулачкового механизма, как правило, с продувкой воздуха в обратном направлении через клапан.

При повышенной влажности следует применять тепловую изоляцию пылеуловителей и подогрев продувочного воздуха во избежание конденсации влаги на ткани рукавов.

Температура продувочного воздуха должна быть выше точки росы на $10—15^\circ$. Необходимо учитывать подсосы воздуха при работе пылеуловителей под разрежением в объеме не менее 10% .

Эффективность пылеулавливания рукавных фильтров и надежность их работы зависят от качества применяемой фильтровальной ткани. Характеристики тканей для фильтров приведены в табл. 4.8 (по данным НИИЦемент), в которой также даны указания по выбору воздушной нагрузки в зависимости от конструкции и группы дисперсности пыли.

Рукавные пылеуловители типа ФВК Киевского завода им. М. И. Калинина предназначены для работы под разрежением. Пылеуловители выполнены в виде металлического разборного корпуса, разделенного вертикальными перегородками на отдельные секции, в каждой из которых помещается 18 рукавов из фильтровального сукна № 2 (по ГОСТ 6986—54). На корпусе расположены клапанные коробки, через которые из фильтра отводится очищенный воздух. Коробки объ-

¹ Существуют конструкции рукавных пылеуловителей, специально предназначенные для очистки воздуха от волокнистой пыли на предприятиях текстильной промышленности.

Таблица 4.8

Характеристика фильтровальных тканей * (по данным НИИЦемент)

Наименование		Термо- стойкость в град	Стойкость в среде		Период между встряхиванием в мин*** при группе дисперсности пыли					
ткани	волокна		кислотной	щелочной	II—III			IV—V		
					при концентрации в г/м³ (до)					
					5	10	20	5	10	20
Хлопчатобумажная (тик- ластик арт. 156—158) Фильтр-сукно № 2 Сукно ЧТ (арт. 21) Капрон (32%) — шерсть (ЦМ) Нитрон Лавсан Стеклоткань, аппретиро- ванная составом М-2	Хлопок Шерсть и хлопок Шерсть Капрон Нитрон Лавсан Стекло (безще- лочное)	65 65—100 100 65 100** 140 300	Плохая Хорошая " " " " "	Хорошая Плохая Хорошая " " "	10—12	8—9	5—7	10—12	8—9	5—7
					50—60	40—50	30—40	50—60	40—50	30—40

Продолжение табл. 4.8

Наименование		Рекомендуемые воздушные нагрузки в $\text{м}^3/\text{мин} \cdot \text{м}^2$ **** при группе дисперсности пыли							
ткани	волокна	II—III				IV—V			
		при концентрации в $\text{г}/\text{м}^3$ (до)							
		1	5	10	20	1	5	10	20
Хлопчатобумажная (тик-ластик арт. 156—158) Фильтр-сукно № 2 Сукно ЧТ (арт. 21) Капрон (32%) — шерсть (ЦМ) Нитрон Лавсан Стеклоткань, аппретированная составом М-2	Хлопок Шерсть и хлопок Шерсть Капрон Нитрон Лавсан Стекло (безщелочное)	2—2,5 1—1,5	1,3—1,6 0,8—1	0,9—1,1 0,6—0,8	0,7—0,8 0,5—0,6	1,2—1,5 0,8—1	0,9—1,1 0,6—0,8	0,6—0,8 0,5—0,6	0,5—0,6 0,4—0,5

* Режим встряхивания и величины воздушных нагрузок являются предварительными и требуют уточнения.

** Термостойкость снижается вследствие включений сполимеров.

*** Применяется в случае выбора фильтров, имеющих механизм регулирования цикла.

**** Значение воздушных нагрузок даны для пыли, образующей на ткани пористый слой; для пыли других видов значения воздушных нагрузок следует понижать на 10%. Для менее прочных тканей следует принимать нижние пределы воздушных нагрузок и верхние значения циклов.

* Режим встряхивания и величины воздушных нагрузок являются предварительными и требуют уточнения.

** Термостойкость снижается вследствие включений сополимеров.

*** Применяется в случае выбора фильтров, имеющих механизм регулирования цикла.

**** Значение воздушных нагрузок даны для пыли, образующей на ткани пористый слой; для пыли других видов значения воздушных нагрузок следует понижать на 10%. Для менее прочных тканей следует принимать нижние пределы воздушных нагрузок и верхние значения циклов.

единяются общим коллектором, к которому присоединяется всасывающий воздуховод вентилятора.

Осевшая на внутренней поверхности рукавов пыль удаляется путем периодического их встряхивания и собирается в конусных сборниках, из которых выводится шнеками. В момент встряхивания секции автоматически отключаются от всасывающего воздуховода перекидными клапанами, расположенными в клапанных коробках. При этом открываются клапаны, соединяющие секцию с атмосферой, и происходит продувка встряхиваемых рукавов в обратном направлении. При необходимости обратная продувка производится подогретым воздухом, для чего на клапанных коробках предусмотрены патрубки подключения воздуховодов теплого воздуха. Поверхность фильтрации одной секции 30 м². Предусмотрена возможность применения пылеуловителя из одной секции ФВК-30, двух секций ФВК-60 и трех секций ФВК-90.

Технические данные и основные размеры рукавных пылеуловителей приведены в приложении IV.

Рукавные пылеуловители типа РФГ-VMC могут собираться из 4, 6, 8 или 10 секций в зависимости от тре-

буемой поверхности фильтрации. В каждой секции размещено в три ряда 14 рукавов в шахматном порядке. Поверхность фильтрации каждого из рукавов 2 м², а секции — 28 м². Соответственно поверхность фильтрации одного агрегатного пылеуловителя, оборудованного одним механизмом встряхивания, продувки и удаления пыли, составляет 112, 168, 224 или 280 м². При монтаже пылеуловители могут сдвигаться.

Агрегатный пылеуловитель состоит из следующих элементов: корпуса с бункером, имеющим газораспределительный короб, фильтровальных рукавов и крышки с механизмом управления, встряхивающего устройства и дросселей, коллектора выхода очищенного воздуха, шнека для удаления пыли. Диаметр рукавов — 220 мм, а высота — 3005 мм. Обычно пылеуловитель поставляется с рукавами, изготовленными по ВТУ 611—54 в виде цельнотканых рукавов (рукав ЦМ) или из ткани нитрон (рукав НЦМ).

Пылеуловители не вполне герметичны, вследствие чего рекомендуется использовать их главным образом для работы под разрежением. Максимальное допустимое разрежение 250 кг/м². При обеспечении необходи-

мой плотности аппараты могут в отдельных случаях работать при избыточном давлении в бункере до 200 кг/м^2 .

Технические данные пылеуловителей и их компоновки приведены в приложении IV.

Секции пылеуловителей РФГ-ВМС могут быть агрегированы различным образом в зависимости от местных условий.

ГЛАВА 5

АЭРАЦИЯ ЗДАНИЙ

5.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Аэрацию применяют: а) в цехах со значительными тепловыделениями; б) в случае, когда естественный приток наружного воздуха в здание не вызывает в нем появления тумана, а также образования конденсата на стенах, покрытиях и остеклении фонарей, углы наклона которых к горизонту менее 55° ; в) при отсутствии необходимости (по условиям технологического процесса) предварительной обработки приточного вентиляционного воздуха (нагрев, охлаждение, увлажнение, обеспыливание и пр.).

Естественный приток наружного воздуха в помещение при аэрации осуществляется:

а) в теплый период года — через проемы на возможно более низкой отметке, например через проемы в полу (с пропуском воздуха через подвалы или по специальному каналу), а также через проемы в стенах, располагаемых на уровне $0,3\text{—}1,8 \text{ м}$ от пола до низа проема. В случае значительных тепловыделений — через проемы в два или более яруса, а также через ворота и раздвижные стены; при этом предпочтение следует отдавать подаче воздуха через проемы в нижних ярусах, ворота и раздвижные стены;

б) в переходный и холодный периоды года — в высоких зданиях через проемы, расположенные на уровне не ниже 4 м от пола до низа проема. В цехах высотой около 4 м — через проемы на уровне не ниже 3 м от пола до низа проема с устройством козырьков или других отражателей, направляющих воздух вверх. Промысл следует размещать в обеих продольных стенах, причем продольные стены зданий должны быть свободны от пристроек;

в) в многопролетных цехах — через проемы в наружных стенах и через фонари примыкающих пролетов, если в этих пролетах тепловыделения меньше, чем в аэрируемых пролетах, а средняя концентрация пыли и газов в них не превышает 30% максимально допустимой в рабочей зоне. Для достижения эффективности аэрации «холодные» пролеты рекомендуется отделять от «горячих» перегородками, не доведенными до пола на минимально допустимую по техническим соображениям величину ($2\text{—}3 \text{ м}$);

г) в случае расположения источников тепла в непосредственной близости к одной из наружных стен — через проемы в этой стене, расположенные преимущественно против разрывов между источниками тепла, и через проемы в противоположной стене, расположенные против этих источников.

Естественное удаление воздуха из помещений производится через незадуваемые фонари и шахты, снабженные дефлекторами.

Рекомендуется применять в одно- и двухпролетных зданиях и возвышенных частях многопролетных зда-

ний для вытяжки, как правило, аэрационные фонари незадуваемого типа (рис. 5.1, а), а в многопролетных зданиях — незадуваемые аэрационно-световые П-образные фонари (рис. 5.1, б).

Аэрационно-световые фонари считаются незадуваемыми в следующих случаях: а) если здание, на котором они расположены, окружено более высокими зданиями при условии, что расстояние между зданиями не более чем в 5 раз больше высоты наветренного здания;

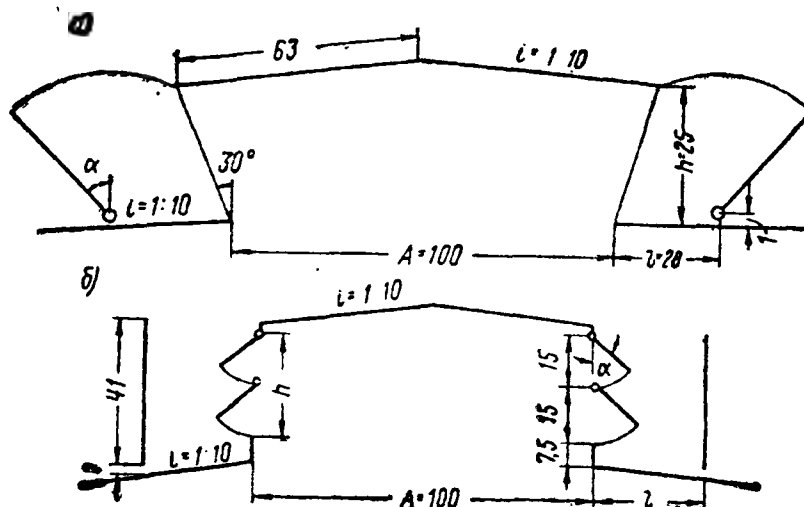


Рис. 5.1. Конструкции фонарей

б) если внешняя сторона крайнего фонаря глухая, или створки на ней закрыты, или она защищена парапетом или ветрозащитной панелью. а расстояние от этого фонаря до смежных с ним фонарей одинаковой высоты не превышает пяти высот фонаря. В обоих случаях фонари устраиваются без ветроотбойных щитов.

Следует учитывать, что П-образный аэрационно-световой фонарь без ветрозащитных панелей дешевле незадуваемого аэрационного фонаря.

Аэрационно-световые фонари рекомендуется применять при переменном во времени поступлении тепла и, особенно, при длительных перерывах, но при обязательном механизированном управлении открывающихся фрамуг.

Механизмы открывания оконных и фонарных переплетов приведены в главе 9 справочника проектировщика «Металлические конструкции промышленных зданий и сооружений» и предусматриваются строительной частью проекта.

При расчете аэрации в качестве движущей силы, как правило, учитывается только тепловое давление. Влияние ветра учитывается только качественно, как фактор, который может ухудшать аэрацию.

Исходными данными для расчета являются: размеры зданий, расположение и конструкции створок, проемов и фонарей, шахт, размещение источников тепла, теплоизбытки и удельные тепловыделения, температура наружного воздуха, величина коэффициента m [см. далее формулу (5.3) и табл. 5.1].

Расчет состоит в определении температур внутреннего воздуха, весовых расходов аэрационного воздуха, располагаемых давлений, потерь давления на проход воздуха через аэрационные проемы и фонари и площадей аэрационных проемов.

Температура воздуха в рабочей зоне $t_{p.z}$ для теплого периода года определяется по формуле

$$t_{p.z} = t_n + \Delta t_{p.z} \text{ град}, \quad (5.1)$$

где t_n — расчетная температура наружного воздуха (параметры А) в град;

$\Delta t_{p.z}$ — допустимая разность температур воздуха рабочей зоны и наружного воздуха по нормам (см. табл. 1.1) в град.

В переходный и холодный периоды года температуру воздуха в рабочей зоне принимают в зависимости от тепловыделений, влаговыведений и степени тяжести работы по табл. 1.1.

Если воздух поступает в аэрируемый цех только снаружи, его температуру при поступлении в рабочую зону для теплого периода года принимают равной наружной $t_{п.р} = t_n$, а для переходного и холодного периодов определяют по формуле

$$t_{п.р} = t_{p.z} - \Delta t, \quad (5.2)$$

где Δt — разность температур воздуха рабочей зоны и приточного воздуха на входе в рабочую зону, принимаемая обычно для переходного периода 5—8° и для холодного периода 8°.

При поступлении приточного воздуха из смежного помещения его температуру принимают соответственно равной температуре воздуха рабочей или верхней зоны этого помещения; при поступлении приточного воздуха снаружи и из одного или нескольких смежных помещений его температуру считают равной средневзвешенной (по весовым расходам воздуха).

Температуру воздуха, уходящего из рабочей зоны, принимают равной температуре воздуха рабочей зоны, а температуру воздуха, уходящего из верхней зоны помещения, определяют по формуле

$$t_{yx} = t_{п.р} + \frac{t_{p.z} - t_{п.р}}{m}, \quad (5.3)$$

$$\text{где } m = \frac{t_{p.z} - t_{п.р}}{t_{yx} - t_{п.р}};$$

$t_{p.z}$ — температура воздуха в рабочей зоне в град;

$t_{п.р}$ — температура воздуха, поступающего в рабочую зону, в град;

t_{yx} — температура воздуха, уходящего из здания, в град.

Коэффициент m зависит от многих факторов: высоты здания, площадей приточных и вытяжных проемов, их коэффициентов местного сопротивления, размеров теплоисточников, их числа, расположения уровня притока воздуха и др. Опытами установлено, что величина коэффициента m более или менее постоянна для каждого производства.

Значение коэффициента m следует принимать по табл. 5.1; при отсутствии в ней нужного помещения следует выбирать аналог по характеру производственного процесса и только при отсутствии аналога следует пользоваться табл. 5.2.

Таблица 5.1

Значения коэффициента m в зависимости от назначения помещения при условии подачи воздуха в рабочую зону и удаления его из верхней зоны

Производственные помещения	Значение коэффициента m
Металлургические заводы	
1. Домениные цехи — поддомениники и литейные дворы	0,45
2. Главные здания мартеновских цехов и электроплавильные цехи:	
площадки разливочного крана, отделение подготовки изложниц (помещение чистки и смазки, двор изложниц)	0,3
площадки разливочного крана при кислородном дутье, печные пролеты, миксерные отделения, помещения котлов-утилизаторов в отдельно стоящих зданиях	0,4
отделение раздевания слитков (стриперное отделение)	0,6
помещения котлов-утилизаторов, пристроенных к мартеновским цехам	0,7
электроподстанции	0,65
3. Прокатные цехи (черной металлургии):	
здания нагревательных колодцев и станочные пролеты	0,5
пролеты обжимных станов, склады заготовок, склады готовой продукции	0,4
помещения нагревательных печей, шлаковые коридоры нагревательных колодцев	0,3
машинные залы станов	0,85
пролеты холодильников и пролеты замедленного охлаждения	0,65
Коксохимические заводы	
4. Цехи конденсации и улавливания:	
I и II этажи сульфатного отделения, насосная обесфеноливания, насосная склада смолы	0,95
III этаж сульфатного отделения, насосная склада сырого бензола, насосная бензолного отделения, I этаж машинного отделения насосная конденсата и конденсации, преобразовательная подстанция электрофильтров, II этаж машинного отделения	0,45
5. Цехи сероочистки:	
отделение растворителей соды, отделение фильтрации	0,5
насосная серных скрубберов (при наличии в помещении теплообменников), компрессорная, распределительные устройства электропунктов	0,7
насосная серных скрубберов (при отсутствии теплообменников), помещения с местными отсосами	0,85
6. Цехи мокрого катализа:	
нижняя зона	0,2
средняя и верхняя зоны	0,4
7. Цехи ректификации бензола:	
насосная склада сырого бензола, чистых продуктов и дистилляционного отделения	0,3
насосная промежуточных продуктов, отделение мойки, сепараторная	0,6
склад сероуглерода	1
8. Смолоперегонные цехи — насосная склада смолы, здание дистилляции смолы, здание кристаллизации масел	0,3
9. Цехи кристаллического нафталина:	
отделение мойки, I и IV этажи отделения ректификации	1
II и III этажи отделения ректификации	0,8
машинное отделение (компрессорная)	0,7
Угольные обогатительные фабрики	
10. Сушильные отделения с барабанными сушилами	0,35

Продолжение табл. 5.1

Производственные помещения	Значение коэффициента m
Ферросплавные заводы	
11. Плавильные цехи с открытыми печами:	
горновая и колошниковая площадки	0,9
загрузочная (дозировочная) площадка, разливочный пролет без остьвочного отделения	0,3
разливочный пролет с остьвочным отделением	0,5
остьвочный пролет со складом	0,6
Заводы огнеупорного кирпича	
12. Отделение гашения извести:	
I этаж	0,4
II »	0,6
13. Отделение сушильных барабанов:	
I этаж	0,3
II »	0,7
14. Углемольное отделение:	
помещение загрузки турбомельниц	0,3
» турбомельниц и подтопочных устройств	0,35
помещение тракта углемола	0,2
15. Отделение туннельных печей	0,35
Агломерационные фабрики	
16. Помещения:	
сборных газоходов	0,15
экстауэров и дымососов	0,6
оборотного хода тележек	0,4
спекательных машин	0,35
Алюминиевые заводы	
17. Цехи электролиза:	
одноэтажные	0,65
двухэтажные	0,4
18. Цехи кальцинации:	
основная рабочая зона	0,4
уровень сушильного барабана	0,6
Металлообрабатывающие заводы	
19. Литейные цехи:	
чугунолитейные с рассеянным режимом литья	0,25
стале- и меднолитейные, конвейерные литейные	0,45
смешанные литейные, выбивные отделения литейных	0,35
20. Кузнечные цехи с печным оборудованием	0,3
21. Термические цехи	0,45
Суперфосфатные заводы	
22. Операционное отделение	0,4
Площадка смесителей операционного отделения	0,6
23. Склады суперфосфата	1
24. Цехи грануляции:	
помещение сушилок	0,3
» грануляторов	0,2
» грохотов	0,5
25. Отделение кремнефтористого натрия:	
помещение отстойников, площадки реакторов и мерников	0,3
площадки центрифуг	0,4
26. Отделение фтористого натрия	0,5
Содовые заводы	
27. Известковые цехи:	
помещение загрузки печей	0,55
» гасильных барабанов	0,7
28. Отделение компрессоров и вакуум-насосов:	
I этаж	0,8
II »	0,6

Продолжение табл. 5.

Производственные помещения	Значение коэффициента m
Сернокислотные заводы — печные отделения	
29. Башенные и контактные цехи	0,25
30. Цех сернистого иатра	0,3
Заводы мягкой кровли промышленности строительных материалов	
31. Картоноделательные цехи	0,55
32. Цехи пропитки	0,6
Заводы керамических изделий промышленности строительных материалов	
33. Отделение приготовления массы:	
помещение сушильных барабанов	0,6
помещения туннельных сушильных установок	0,4
» фильтр-прессов, помещения подвязки оформованных труб	1
34. Сушильные отделения:	
конвейерная сушка плиток	0,35
камерная » »	0,75
помещение приготовления глазури	1
35. Глазуровочные отделения	1
36. Отделение обжига:	
помещение печей для обжига труб	0,7
то же, плиток	0,5
Заводы железобетонных изделий	
37. Формовочные цехи:	
ямные пропиточные камеры	0,65
стендовые формы	0,7
туннельные камеры, кассеты напольные для рабочей зоны на отметке 1,5 м, прокатные станы	0,4
автоклавы, кассеты напольные на отметке 4 м	0,6
кассеты заглубленные	0,5
Азотно-туковые заводы	
38. Производство аммиака на базе природного газа:	
конверсия метана и окиси углерода (аппаратное отделение)	0,4
кислорододувная	0,5
насосная, шитуправление I и II этажи (сообщающиеся)	1
газовая компрессорная I и II этажи (сообщающиеся)	0,6
медно-аммиачная очистка, отделение аммиачных компрессоров (холодильной установкой)	0,8
регенерация медно-аммиачного раствора, водная очистка, синтез аммиака	0,7
39. Производство слабой азотной кислоты:	
помещение аммиачно-воздушных вентиляторов, фильтр-прессов и III этажи (сообщающиеся, газодувочная, эксгаустерная I этажа, сообщающиеся)	0,6
помещение конверсии аммиака без давления и под давлением I и II этажи (сообщающиеся)	0,5
насосная кислотно-щелочная	0,8
40. Производство аммиачной селитры:	
отделение нейтрализации, выпарка II ступени и грануляция на отметке 37 м	0,6
отделение мешалок, выпарка II ступени и грануляция на отметке 44 м	0,7
выпарка I ступени — I этаж	0,5
то же, II этаж	0,3
» III »	0,4
Нефтеперерабатывающие заводы	
41. Насосные, отделение промежуточных емкостей для масел, дегидраторные, отделение дисковых и рамочных фильтров	0,6
42. Компрессорные (газовые и аммиачные), контактные отделения	0,8

Продолжение табл. 5.1

Производственные помещения	Значение коэффициента m
43. Сушильно-размольное отделение глины . .	0,7
44. Деаэраторные	0,5
Заводы молочной промышленности	
45. Приемные, моечные, аппаратные, вакуум-аппаратные, фильтровальные, автоклавы, сепараторные, молокохранения и утилизационные отделения, отделение сырьевой массы, жестянобаночные цехи	0,9
46. Отделения подготовки творога и брынзы, дробления и плавления сыра, сметанное и сливко-созревателей ваин, помещение компрессоров . .	0,8
47. Разливочные, расфасовочные, сыродельные и отделение зачистки сыра	0,7
48. Заквасочные отделения	0,5
49. Отделения сироповарочные, пастеризации, творожные, разморозки и зачистки творога, зачистки производственного перепада и производства мороженого	1
50. Отделение глазурированных сырков	0,4
51. Вафельные отделения	0,3

Таблица 5.2

Значения коэффициента m в зависимости от распределения (уплотненности) в помещении теплоотдающего оборудования при условии подачи воздуха в рабочую зону и удаления его из верхней зоны

f/F	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
m	0,33	0,41	0,53	0,63	0,69	0,75	0,8

Примечание. f — площадь, занимаемая теплоотдающим оборудованием в m^2 ; F — общая площадь помещения в m^2 .

Среднюю температуру воздуха внутри аэрируемого помещения при расположении теплоисточников в рабочей зоне следует принимать равной температуре уходящего воздуха $t_b = t_{yx}$, а при расположении теплоисточников по всей высоте здания (котлы в котельной электростанции и др.) — как среднюю из температур воздуха рабочей зоны и уходящего воздуха:

$$t_b = 0,5(t_{p.з} + t_{yx}).$$

Весовые расходы воздуха через аэрационные проемы и фонари определяются на основании тепловых балансов, составленных для всего помещения в целом.

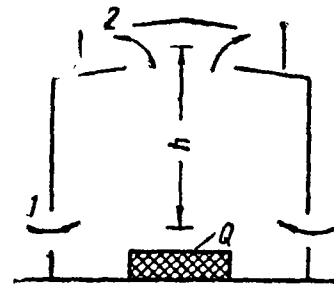
5.2. РАСЧЕТ АЭРАЦИИ ОДНОПРОЛЕТНЫХ ЗДАНИЙ

Ниже приводятся данные по расчету аэрации однопролетного здания: для I варианта — тепловыделения сосредоточены преимущественно в рабочей зоне, а проемы располагаются на двух отметках; для II варианта — тепловыделения имеются в двух зонах по высоте, а проемы расположены на трех отметках.

Расчеты аэрации для различных периодов года не имеют существенных различий, что видно из полного расчета для всех периодов года по I варианту. Поэтому расчет для II варианта и расчеты, приведенные в пп. 5.3—5.6, даются только для теплого периода года.

Расчет аэрации однопролетного здания по I варианту. Расстояние между осями проемов (рис. 5.2) равно h м, а теплоизбытки в помещении Q ккал/ч, температура и удельный вес наружного воздуха t_n и γ_n кг/м³, температура в рабочей зоне $t_{p.з}$. Коэффициент m задается.

Температура уходящего воздуха в теплый период года согласно формуле (5.3) и условию, что $t_{п.р} = t_n$:



$$t_{yx} = t_n + \frac{t_{p.з} - t_n}{m} \text{ град.} \quad (5.4)$$

Весовой расход воздуха

$$G = \frac{Q}{0,24(t_{yx} - t_n)} \text{ кг ч.} \quad (5.5)$$

Рис. 5.2. Схема аэрации однопролетного здания

1 и 2 — номера проемов

$$\Delta P_{1,2} = h(\gamma_n - \gamma_b) \text{ кг/м}^2. \quad (5.6)$$

Потеря давления на проход воздуха через приточные проемы

$$\Delta P_1 = n \Delta P_{1,2} \text{ кг/м}^2, \quad (5.7)$$

где n — доля располагаемого давления, расходующегося на проход воздуха через приточные проемы.

При расчете аэрации рекомендуется принимать максимально возможную площадь приточных проемов, а площадь проемов фонарей определять соответствующим расчетом. Скорости воздуха на притоке при этом будут меньше, и теплые потоки, восходящие от горячего оборудования, будут меньше размываться в рабочей зоне.

Потеря давления на проход воздуха через фонарь

$$\Delta P_2 = \Delta P_{1,2} - \Delta P_1 \text{ кг/м}^2, \quad (5.8)$$

Площадь приточных проемов в стене F_1 и площадь проемов фонаря F_2 :

$$F_1 = \frac{G}{3600 \sqrt{\frac{2g\gamma_n}{\zeta_1} \Delta P_1}} \text{ м}^2; \quad (5.9)$$

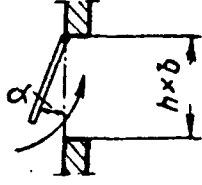
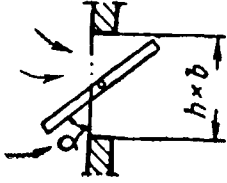
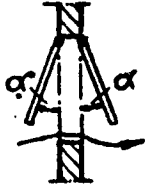
$$F_2 = \frac{G}{3600 \sqrt{\frac{2g\gamma_{yx}}{\zeta_2} \Delta P_2}} \text{ м}^2, \quad (5.10)$$

где g — ускорение силы тяжести в м/сек²;
 γ_{yx} — удельный вес воздуха, уходящего через фонарь, в кг/м³;
 ζ_1 и ζ_2 — коэффициенты местного сопротивления соответственно приточного проема (табл. 5.3) и фонаря (табл. 5.4).

В случае ограниченной площади приточных (или вытяжных) проемов соответственно по формулам (5.9) и (5.10), решенным относительно ΔP_1 или ΔP_2 , определяет-

Таблица 5.3

Характеристики приточных проемов и значения коэффициентов местного сопротивления ζ приточных проемов, отнесенные к скорости в отверстии в стене

Схема створки	Створка	h/b	Значение ζ при угле открытия створки α , отсчитываемом от плоскости стены, в град.				
			15	30	45	60	90
	Одинарная верхнеподвесная	0	30,8	9,2	5,2	3,5	2,6
		0,5	20,6	6,9	4	3,2	2,6
		1	16	5,7	3,7	3,1	2,6
	Одинарная среднеподвесная	0	59	13,6	6,6	3,2	2,7
		0,5	—	—	—	—	—
		1	45,3	11,1	5,2	3,2	2,4
	Двойная (обе створки на верхней подвеске)	0	—	—	—	—	—
		0,5	30,8	9,8	5,2	3,5	2,4
		1	14,8	4,9	3,8	3	2,4
—	Аэрационные ворота	—	—	—	—	—	2,4

ся давление, расходуемое на проход воздуха через заданные проемы, например:

$$\Delta P_1 = \left(\frac{G}{3600 F_1} \right)^2 \frac{\zeta_1}{2g\gamma_{\text{н}}}, \quad (5.11)$$

где F_1 — заданная площадь приточных проемов в м^2 .

Затем по формуле (5.8) определяется располагаемое давление для прохода воздуха через фонари (или приточные проемы).

Таблица 5.4

Характеристики аэрационных фонарей и значения коэффициентов местного сопротивления ζ , отнесенные к скорости в боковых проемах фонаря

Фонарь (см. рис. 5.1)	A/h	l/h	α°	ζ
Приточный П-образный (без ветрозащитных панелей)	3,3	—	35	12,2
			70	6
Вытяжной П-образный (с ветрозащитными панелями)	3,3	1,5	35	11,5
			45	9,2
			55	7,1
			70	5,8
То же	3,3	2	35	9,4
			45	6,8
			55	5,1
Вытяжной П-образный без ветрозащитных панелей	3,3	—	35	8,9
			45	5,9
			55	3,8
Вытяжной КТИС	4	1,1	40	4,3

При переходном и холодном периодах года проем 1 открывается на высоте не ниже 4 м от пола.

Температура уходящего воздуха вычисляется по формуле (5.3).

Далее расчет производится по тем же формулам, что и для теплого периода. Причем коэффициент n (доля располагаемого давления на проход воздуха через приточные проемы) для переходного периода в целях уменьшения площади открываемых проемов верхней зоны можно принимать большим, чем для теплого периода года.

При расчете степени открытия вытяжных отверстий в переходный период, а также приточных и вытяжных отверстий в холодный период задача может свестись (например, при открывании всех проемов одним механизмом) к определению углов открывания створок.

В этом случае определяют необходимые коэффициенты местных сопротивлений проемов по формулам:

$$\zeta_1 = 2g\gamma_{\text{н}} \Delta P_1 \left(\frac{3600 F_1}{G} \right)^2; \quad (5.12)$$

$$\zeta_2 = 2g\gamma_{\text{ух}} \Delta P_2 \left(\frac{3600 F_2}{G} \right)^2, \quad (5.13)$$

где F_1 — площадь приточных проемов, определенная для переходного периода, в м^2 ;

F_2 — площадь вытяжных проемов, определенная для теплого периода, в м^2 .

Определив величины ζ_1 и ζ_2 , при помощи табл. 5.3 и 5.4 определяют углы открытия створок α_1 и α_2 .

Пример 5.1. Рассчитать аэрацию в однопролетном здании (см. рис. 5.2) для теплого периода года, т. е. определить площадь проемов F_1 и F_2 .

Дано: $h=10$ м, $Q=1\,280\,000$ ккал/ч, температура наружного воздуха $t_n=21,6^\circ\text{C}$ ($\gamma_n=1,199$ кг/м³), температура воздуха в рабочей зоне $t_{p.3}=26,6^\circ\text{C}$. Коэффициент $m=0,42$ при $f/F=0,11$ по табл. 5.2.

Конструкция створки оконного проема — одинарная верхне-подвесная ($h/b=0,5$) с углом открытия $\alpha_1=60^\circ$. Фонарь П-образный с ветрозащитными панелями, находящимися на относительном расстоянии $l/h=1,5$, с углом открытия $\alpha_2=70^\circ$.

Решение. По формуле (5.4):

$$t_{yx} = 21,6 + \frac{26,6 - 21,6}{0,42} = 33,5^\circ\text{C}.$$

По формуле (5.5):

$$G = \frac{1\,280\,000}{0,24(33,5 - 21,6)} \sim 448\,000 \text{ кг/ч}.$$

При $\gamma_B = \gamma_{yx} = 1,152$ кг/м³ по формуле (5.6):

$$\Delta P_{1,2} = 10(1,199 - 1,152) = 0,47 \text{ кг/м}^2.$$

Принимаем значение коэффициента $n=0,1$, тогда по формуле (5.7):

$$\Delta P_1 = 0,1 \cdot 0,47 = 0,047 \text{ кг/м}^2.$$

По формуле (5.8):

$$\Delta P_2 = 0,47 - 0,047 = 0,423 \text{ кг/м}^2.$$

По табл. 5.3 определяем значение $\zeta_1=3,2$, а по табл. 5.4 — значение $\zeta_2=5,8$.

По формулам (5.9) и (5.10):

$$F_1 = \frac{448\,000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,199}{3,2} \cdot 0,047}} \sim 212 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{448\,000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,152}{5,8} \cdot 0,423}} \sim 97 \text{ м}^2.$$

Пример 5.2. Рассчитать аэрацию в однопролетном здании (рис. 5.2) для переходного периода, т. е. определить площади проемов F_1 и F_2 .

Дано: $h=6$ м; $Q=1\,200\,000$ ккал/ч; $t_n=10^\circ\text{C}$ ($\gamma_n=1,248$ кг/м³); $t_{p.3}=17^\circ\text{C}$; $m=0,42$.

Решение. По формуле (5.2): $t_{п.р}=17-5=12^\circ\text{C}$.

По формуле (5.3):

$$t_{yx} = 12 + \frac{17 - 12}{0,42} \sim 24^\circ\text{C}.$$

По формуле (5.5):

$$G = \frac{1\,200\,000}{0,24(24 - 10)} \sim 357\,000 \text{ кг/ч}.$$

При $\gamma_B = \gamma_{yx} = 1,189$ кг/м³ по формуле (5.6):

$$\Delta P_{1,2} = 6(1,248 - 1,189) = 0,354 \text{ кг/м}^2.$$

Принимаем значение коэффициента $n=0,2$, тогда по формулам (5.7) и (5.8):

$$\Delta P_1 = 0,2 \cdot 0,354 = 0,071 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta P_2 = 0,354 - 0,071 = 0,283 \text{ кг/м}^2.$$

Значения ζ_1 и ζ_2 аналогичны принятым в примере 5.1. По формулам (5.9) и (5.10):

$$F_1 = \frac{357\,000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,248}{3,2} \cdot 0,071}} \sim 135 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{357\,000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,189}{5,8} \cdot 0,283}} \sim 93 \text{ м}^2.$$

Расчет аэрации однопролетного здания по II варианту (рис. 5.3) при условии, что в здании имеются тепловыделения в двух зонах, а проемы расположены на трех отметках.

При заданных расстоянии между осями проемов h_1 и h_2 в м, теплоизбытках в двух рабочих зонах помещения Q_1 и Q_2 в ккал/ч, параметрах наружного воздуха t_n и γ_n , температуре воздуха в рабочих зонах $t_{p.31}$ и $t_{p.32}$ в град, коэффициентах m_1 и m_2 определяем площади приточных проемов F_1 и F_2 и проемов фонаря F_3 .

Температура уходящего воздуха из зоны:

высотой h_1

$$t'_{yx} = t_n + \frac{t_{p.31} - t_n}{m_1}; \quad (5.14)$$

высотой h_2

$$t''_{yx} = t_n + \frac{t_{p.32} - t_n}{m_2}. \quad (5.15)$$

Весовые расходы воздуха в кг/ч, проходящего через проемы 1, 2 и 3:

$$G_1 = \frac{Q_1}{0,24(t'_{yx} - t_n)}; \quad (5.16)$$

$$G_2 = \frac{Q_2}{0,24(t''_{yx} - t_n)}; \quad (5.17)$$

$$G_3 = G_1 + G_2. \quad (5.18)$$

Рис. 5.3. Схема аэрации однопролетного одноэтажного здания с площадками в верхней зоне

1—3 — номера проемов

Температура уходящего из фонаря воздуха

$$t_{yx} = t_n + \frac{Q_1 + Q_2}{0,24G_3} \text{ град}. \quad (5.19)$$

Средняя температура воздуха в зоне высотой h_1 равна $t'_B = t'_{yx}$, а в зоне высотой h_2 составляет $t''_B = t''_{yx}$. Располагаемые давления в кг/м²:

$$\Delta P_{1,3} = h_1(\gamma_n - \gamma'_B) + h_2(\gamma_n - \gamma''_B), \quad (5.20)$$

$$\Delta P_{2,3} = h_2(\gamma_n - \gamma''_B). \quad (5.21)$$

Потери давления в кг/м² на проход воздуха через проемы и фонарь:

$$\Delta P_2 = n\Delta P_{2,3}; \quad (5.22)$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_{2,3} - \Delta P_2; \quad (5.23)$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_{1,3} - \Delta P_3. \quad (5.24)$$

Площади F_1 , F_2 и F_3 вычисляются по формулам, аналогичным формулам (5.9) и (5.10).

По окончании расчета рекомендуется проверить, по всей ли высоте средние проемы работают на приток или вытяжку по методике, приведенной в примере 5.3.

По изложенному выше методу ведется расчет аэрации и однопролетных цехов с рабочими зонами, расположенными на трех и более отметках.

Если ширина обеих рабочих площадок, расположенных в верхней зоне, более 60% ширины здания, то расчет аэрации выполняется как для многоэтажного здания (см. п. 5.5).

Пример 5.3. Рассчитать аэрацию в однопролетном здании с тепловыделениями в двух зонах и с проемами на трех отметках (см. рис. 5.3), т. е. определить площади проемов в боковом остеклении F_1 и F_2 и в фонаре F_3 .

Дано: $h_1=4$ м; $h_2=6$ м; $Q_1=1\,280\,000$ ккал/ч; $Q_2=220\,000$ ккал/ч. Температура наружного воздуха $t_n=21,6^\circ\text{C}$ ($\gamma_n=1,199$ кг/м³); температура воздуха в рабочих зонах $t_{p.31}=26,6^\circ\text{C}$ и $t_{p.32}=24,6^\circ\text{C}$. Значения коэффициентов $m_1=0,42$ и $m_2=0,68$.

Конструкция створок бокового остекления — одинарная верхнеподвесная ($h/b=0,5$) и углом открытия $\alpha_1=60^\circ$. Фонарь

П-образный с ветрозащитными панелями находящимися на относительном расстоянии $l/h=1,5$, углом открытия $\alpha_2=70^\circ$.

Решение. По формулам (5.14) и (5.15):

$$t'_{yx} = 21,6 + \frac{26,6 - 21,6}{0,42} = 33,5^\circ \text{ C},$$

$$t''_{yx} = 21,6 + \frac{24,6 - 21,6}{0,68} = 26^\circ \text{ C}.$$

По формулам (5.16)–(5.18):

$$G_1 = \frac{1\,280\,000}{0,24(33,5 - 21,6)} \approx 448\,000 \text{ кг/ч};$$

$$G_2 = \frac{220\,000}{0,24(26 - 21,6)} \approx 208\,000 \text{ кг/ч};$$

$$G_3 = 448\,000 + 208\,000 = 656\,000 \text{ кг/ч}.$$

По формуле (5.19):

$$t_{yx} = 21,6 + \frac{1\,280\,000 + 220\,000}{0,24 \cdot 656\,000} = 31,1^\circ \text{ C}.$$

При $\gamma'_B = \gamma'_{yx} = 1,152 \text{ кг/м}^3$ и $\gamma_B = \gamma_{yx} = 1,161 \text{ кг/м}^3$ по формулам (5.20) и (5.21):

$$\Delta P_{1,3} = 4(1,199 - 1,152) + 6(1,199 - 1,161) = 0,416 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta P_{2,3} = 6(1,199 - 1,161) = 0,228 \text{ кг/м}^2.$$

Принимаем значение коэффициента $n=0,1$, тогда по формулам (5.22)–(5.24):

$$\Delta P_2 = 0,1 \cdot 0,228 = 0,023 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta P_3 = 0,228 - 0,023 = 0,205 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta P_1 = 0,416 - 0,205 = 0,211 \text{ кг/м}^2.$$

По табл. 5.3 определяем значения $\zeta_1 = \zeta_2 = 3,2$, а по табл. 5.4 — значение $\zeta_3 = 5,8$.

По формуле (5.9):

$$F_1 = \frac{448\,000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,199}{3,2} \cdot 0,211}} \approx 100 \text{ м}^2$$

$$F_2 = \frac{208\,000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,199}{3,2} \cdot 0,023}} \approx 146 \text{ м}^2.$$

По формуле (5.10):

$$F_3 = \frac{656\,000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,161}{5,8} \cdot 0,205}} \approx 202 \text{ м}^2.$$

При величине коэффициента $n=0,1$ в формуле (5.2) положение нейтральной зоны будет на расстоянии $0,1 h_2 = 0,6 \text{ м}$ выше оси проемов 2. Следовательно, при высоте проема $F_2 = 1,2 \text{ м}$ последний будет работать полностью на приток при условии, что общая длина проемов F_2 будет не менее $146 \cdot 1,2 = 175 \text{ м}$.

5.3. РАСЧЕТ АЭРАЦИИ ДВУХПРОЛЕТНЫХ ЗДАНИЙ

Ниже приводятся данные по расчету аэрации двухпролетного здания (рис. 5.4), имеющего пролеты одинаковой высоты; в пролете I — небольшие тепловыделения, а в пролете II — значительные.

При заданных расстоянии между осями проемов s в м, теплоизбытках в пролетах I и II Q_I и Q_{II} в Вт/ч, площади проема между пролетами F_5 в м², параметрах наружного воздуха t_n и γ_n , температуре воздуха в рабочих зонах обоих пролетов $t_{p,3I}$ и $t_{p,3II}$ (при $t_{p,3I} = t_{p,3II}$), коэффициентах m_I и m_{II} определяем площади приточных проемов и проемов фонарей F_1 , F_2 , F_3 и F_4 .

Температура уходящего воздуха из фонаря пролета I:

$$t_{yxI} = t_n + \frac{t_{p,3I} - t_n}{m_I} \text{ град.} \quad (5.25)$$

Задаемся соотношением расходов воздуха в проемах 5 и 4 (см. рис. 5.4) $\frac{G_5}{G_4} = a$ и находим среднюю температуру приточного воздуха для пролета II:

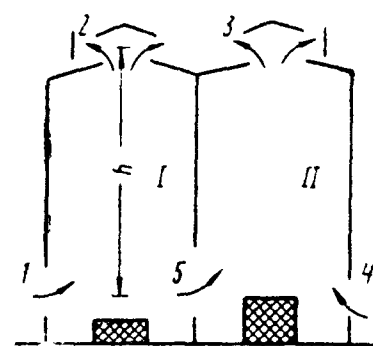


Рис. 5.4. Схема аэрации двухпролетного одноэтажного здания
1–5 — номера проемов

$$t_{np} = \frac{G_4 t_n + G_5 t_{p,3I}}{G_4 + G_5} = \frac{t_n + a t_{p,3I}}{1 + a} \text{ град.} \quad (5.26)$$

Температура воздуха, уходящего из фонаря пролета II:

$$t_{yxII} = t_{np} + \frac{t_{p,3II} - t_{np}}{m_{II}} \text{ град.} \quad (5.27)$$

Весовые расходы воздуха в кг/ч в каждом из проемов:

$$G_3 = \frac{Q_{II}}{0,24(t_{yxII} - t_{np})}; \quad (5.28)$$

$$G_4 = \frac{G_3}{1 + a}; \quad (5.29)$$

$$G_5 = G_3 - G_4; \quad (5.30)$$

$$G_2 = \frac{Q_I - 0,24 G_5(t_{p,3I} - t_n)}{0,24(t_{yxI} - t_n)}; \quad (5.31)$$

$$G_1 = G_2 + G_5. \quad (5.32)$$

Располагаемые давления в кг/м² в проемах:

$$\Delta P_{1,2} = h(\gamma_n - \gamma_{B1}); \quad (5.33)$$

$$\Delta P_{1,5,3} = \Delta P_{4,3} = h(\gamma_n - \gamma_{BII}). \quad (5.34)$$

Потери давления в кг/м² на проход воздуха через проемы и фонари:

$$\Delta P_1 = n \Delta P_{1,2}; \quad (5.35)$$

$$\Delta P_2 = \Delta P_{1,2} - \Delta P_1; \quad (5.36)$$

$$\Delta P_5 = \frac{\zeta_5}{2g\gamma_{p.3I}} \left(\frac{G_5}{3600F_5} \right)^2; \quad (5.37)$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_{1,5,3} - \Delta P_1 - \Delta P_5; \quad (5.38)$$

$$\Delta P_4 = \Delta P_{4,3} - \Delta P_3. \quad (5.39)$$

Площади проемов вычисляются по формулам (5.9) и (5.10).

5.4. РАСЧЕТ АЭРАЦИИ МНОГОПРОЛЕТНЫХ ЗДАНИЙ

Ниже приводятся данные по расчету аэрации трехпролетного здания (рис. 5.5), в среднем пролете которого тепловыделения отсутствуют, а в крайних пролетах они имеются (I вариант), и по расчету аэрации того же здания (рис. 5.6) с тепловыделениями во всех пролетах (II вариант).

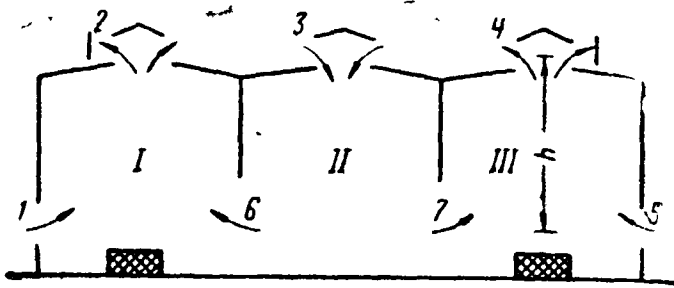


Рис. 5.5. Схема аэрации трехпролетного одноэтажного здания с тепловыделениями в крайних пролетах

1—7 — номера проемов

I вариант (см. рис. 5.5). Для заданных расстояний между осями проемов h в м, теплоизбытков в пролетах I и III соответственно Q_I и Q_{III} в ккал/ч, площадях проемов между пролетами I—II и II—III соответственно F_6 и F_7 в м², параметрах наружного воздуха t_n и γ_n , температуре воздуха в рабочих зонах $t_{p.3I}$ и $t_{p.3III}$ в град, коэффициентах m_I и m_{III} определяем площади приточных проемов и проемов фонарей F_1, F_2, F_3, F_4 и F_5 .

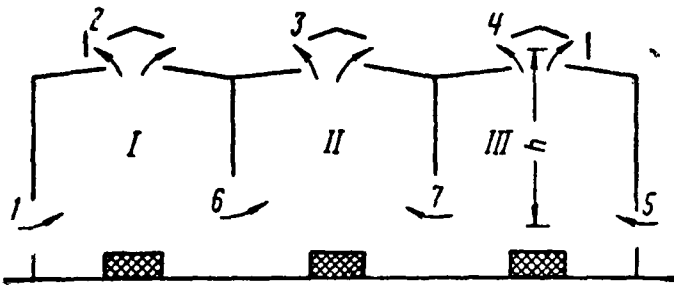


Рис. 5.6. Схема аэрации трехпролетного одноэтажного здания с тепловыделениями во всех пролетах

1—7 — номера проемов

Температура уходящего воздуха в град:

$$t_{yxI} = t_n + \frac{t_{p.3I} - t_n}{m_I}; \quad (5.40)$$

$$t_{yxIII} = t_n + \frac{t_{p.3III} - t_n}{m_{III}}. \quad (5.41)$$

Весовые расходы воздуха в кг/ч:

$$G_2 = \frac{Q_I}{0,24(t_{yxI} - t_n)}; \quad (5.42)$$

$$G_4 = \frac{Q_{III}}{0,24(t_{yxIII} - t_n)}. \quad (5.43)$$

Задаемся расходом воздуха через проем 1 G_1 кг/ч. и находим расход через проем 6 $G_6 = G_2 - G_1$ кг/ч. Затем задаемся расходом воздуха G_5 кг/ч и находим $G_7 = G_4 - G_5$ и $G_3 = G_6 + G_7$ кг/ч.

Располагаемые давления в кг/м²:

$$\Delta P_{1,2} = \Delta P_{3,6,2} = h(\gamma_n - \gamma_{vI}); \quad (5.44)$$

$$\Delta P_{3,7,4} = \Delta P_{5,4} = h(\gamma_n - \gamma_{vIII}). \quad (5.45)$$

Потери давления в кг/м² на проход воздуха через проемы и фонари:

$$\Delta P_1 = n\Delta P_{1,2}; \quad (5.46)$$

$$\Delta P_2 = \Delta P_{1,2} - \Delta P_1; \quad (5.47)$$

$$\Delta P_6 = \frac{\zeta_6}{2g\gamma_n} \left(\frac{G_6}{3600F_6} \right)^2; \quad (5.48)$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_1 - \Delta P_6; \quad (5.49)$$

$$\Delta P_7 = \frac{\zeta_7}{2g\gamma_n} \left(\frac{G_7}{3600F_7} \right)^2; \quad (5.50)$$

$$\Delta P_5 = \Delta P_3 + \Delta P_7; \quad (5.51)$$

$$\Delta P_4 = \Delta P_{5,4} - \Delta P_5. \quad (5.52)$$

Площади проемов вычисляются по формулам (5.9) и (5.10).

II вариант (см. рис. 5.6). Для заданных расстояний между осями проемов h в м, теплоизбытков в пролетах I, II и III соответственно Q_I, Q_{II} и Q_{III} в ккал/ч, площадях проемов между пролетами I—II и II—III соответственно F_6 и F_7 в м², параметрах наружного воздуха t_n и γ_n , температуре воздуха в рабочих зонах $t_{p.3I}, t_{p.3II}$ и $t_{p.3III}$ в град, коэффициентах m_I, m_{II} и m_{III} определяем площади приточных проемов и проемов фонарей F_1, F_2, F_3, F_4 и F_5 .

Температура уходящего воздуха в град из фонарей пролетов I и III:

$$t_{yxI} = t_n + \frac{t_{p.3I} - t_n}{m_I}; \quad (5.53)$$

$$t_{yxIII} = t_n + \frac{t_{p.3III} - t_n}{m_{III}}. \quad (5.54)$$

Задаемся соотношением расходов воздуха $G_7/G_6 = a$ и находим среднюю температуру приточного воздуха в пролете II:

$$t_{np} = \frac{G_6 t_{p.3I} + G_7 t_{p.3III}}{G_6 + G_7} = \frac{t_{p.3I} + a t_{p.3III}}{1 + a} \text{ град.} \quad (5.55)$$

Температура воздуха, уходящего из фонаря пролета II:

$$t_{yxII} = t_{np} + \frac{t_{p.3II} - t_{np}}{m_{II}} \text{ град.} \quad (5.56)$$

Весовые расходы воздуха в кг/ч:

$$G_3 = \frac{Q_{II}}{0,24(t_{yx_{II}} - t_{np})}; \quad (5.57)$$

$$G_6 = \frac{G_3}{1 + a}; \quad (5.58)$$

$$G_7 = G_3 - G_6; \quad (5.59)$$

$$G_2 = \frac{Q_I - 0,24 G_6 (t_{p.з_I} - t_n)}{0,24 (t_{yx_I} - t_n)}; \quad (5.60)$$

$$G_1 = G_2 + G_6; \quad (5.61)$$

$$G_4 = \frac{Q_{III} - 0,24 G_7 (t_{p.з_{III}} - t_n)}{0,24 (t_{yx_{III}} - t_n)}; \quad (5.62)$$

$$G_5 = G_4 + G_7. \quad (5.63)$$

Располагаемые давления в кг/м²:

$$\Delta P_{1,2} = h (\gamma_n - \gamma_{в_I}); \quad (5.64)$$

$$\Delta P_{1,6,3} = \Delta P_{5,7,3} = h (\gamma_n - \gamma_{в_{II}}); \quad (5.65)$$

$$\Delta P_{5,4} = h (\gamma_n - \gamma_{в_{III}}). \quad (5.66)$$

Потери давлений на проход воздуха через проемы и фонари в кг/м²:

$$\Delta P_1 = n \Delta P_{1,2}; \quad (5.67)$$

$$\Delta P_2 = \Delta P_{1,2} - \Delta P_1; \quad (5.68)$$

$$\Delta P_6 = \frac{\zeta_6}{2g\gamma_{p.з_I}} \left(\frac{G_6}{3600F_6} \right)^2; \quad (5.69)$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_{1,6,3} - \Delta P_1 - \Delta P_6; \quad (5.70)$$

$$\Delta P_7 = \frac{\zeta_7}{2g\gamma_{p.з_{III}}} \left(\frac{G_7}{3600F_7} \right)^2; \quad (5.71)$$

$$\Delta P_5 = \Delta P_{5,7,3} - \Delta P_7 - \Delta P_3; \quad (5.72)$$

$$\Delta P_4 = \Delta P_{5,4} - \Delta P_5. \quad (5.73)$$

Площади проемов вычисляют по формулам (5.9) и (5.10).

5.5. РАСЧЕТ АЭРАЦИИ МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЙ

Ниже приводятся данные по расчету аэрации двухэтажного здания (рис. 5.7), в I и II этажах которого имеются тепловыделения.

При заданных расстояниях между осями проемов h_1 , h_2 и h_3 в м, теплоизбытках на I и II этажах Q_I и Q_{II} в ккал/ч, площади проема между этажами F_4 в м², параметрах наружного воздуха t_n и γ_n , температуре воздуха в рабочих зонах I и II соответственно $t_{p.з_I}$ и $t_{p.з_{II}}$ в град (при $t_{p.з_I} < t_{p.з_{II}}$), коэффициентах m_I и m_{II} определяем площадь приточных проемов и проемов фонаря F_1 , F_2 и F_3 .

Температура воздуха, уходящего из I этажа:

$$t_{yx_I} = t_n + \frac{t_{p.з_I} - t_n}{m_I} \text{ град.} \quad (5.74)$$

Весовой расход воздуха, протекающего через проемы I и 4:

$$G_1 = G_4 = \frac{Q_I}{0,24 (t_{yx_I} - t_n)} \text{ кг/ч.} \quad (5.75)$$

Весовые расходы воздуха в кг/ч, протекающего через проемы 2 и 3:

$$G_2 = \frac{m_{II} Q_{II} - 0,24 G_4 (t_{p.з_{II}} - t_{yx_I})}{0,24 (t_{p.з_{II}} - t_n)}; \quad (5.76)$$

$$G_3 = G_2 + G_4. \quad (5.77)$$

Температура воздуха, удаляемого из II этажа:

$$t_{yx_{II}} = t_n + \frac{Q_I + Q_{II}}{0,24 G_3} \text{ град.} \quad (5.78)$$

Располагаемые давления в кг/м²:

$$\Delta P_{1,4,3} = h_1 (\gamma_n - \gamma_{в_I}) + (h_2 + h_3) (\gamma_n - \gamma_{в_{II}}); \quad (5.79)$$

$$\Delta P_{2,3} = h_3 (\gamma_n - \gamma_{в_{II}}). \quad (5.80)$$

Потери давления на проход воздуха через проемы и фонарь в кг/м²:

$$\Delta P_1 = n \Delta P_{2,3}; \quad (5.81)$$

$$\Delta P_2 = \Delta P_{2,3} - \Delta P_1; \quad (5.82)$$

$$\Delta P_4 = \frac{\zeta_4}{2g\gamma_{yx_I}} \left(\frac{G_4}{3600F_4} \right)^2; \quad (5.83)$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_{1,4,3} - \Delta P_2 - \Delta P_4. \quad (5.84)$$

Площадь проемов вычисляется по формулам (5.9) и (5.10).

Если в I этаже тепловыделения отсутствуют ($Q_I = 0$), то, определив G_3 , задаются $G_1 = G_4$, а затем находят $G_2 = G_3 - G_4$. При вычислении располагаемого давления следует учитывать, что $\gamma_{в_I} = \gamma_n$.

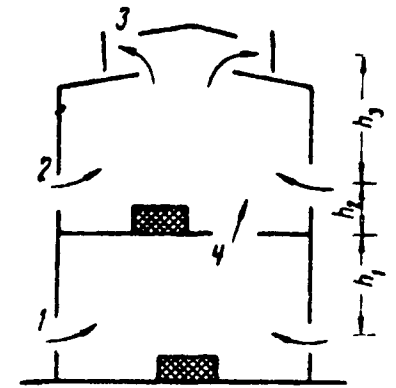


Рис. 5.7. Схема аэрации однопролетного двухэтажного здания
1—4 — номера проемов

5.6. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА АЭРАЦИИ ПРИ НАЛИЧИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ И ПРИ ЗАМЕНЕ ФОНАРЕЙ ШАХТАМИ

При наличии механической вентиляции изложенные ранее расчеты аэрации в основном сохраняются, но исходные данные должны быть дополнены весовыми расходами воздуха, подаваемого $G_{под}$ и удаляемого $G_{уд}$ механической вентиляцией, в кг/ч и температурами подаваемого $t_{под}$ и удаляемого $t_{уд}$ воздуха в град. В процессе расчета эти данные учитываются при составлении балансов воздуха и тепла, как указано далее в примере 5.4.

Пример 5.4. Рассчитать аэрацию однопролетного здания с тепловыделением $Q=1\,300\,000$ ккал/ч и вытяжной механической вентиляцией (рис. 5.8), удаляющей из рабочей зоны $G_{уд}=70\,000$ кг/ч воздуха, т. е. определить площади проемов F_1 и F_2 .
Дано: $h=12$ м; $t_n=24^\circ\text{C}$; $\gamma_n=1,189$ кг/м³; $t_{p.з}=29^\circ\text{C}$; $m=0,267$; $n=0,2$.

Конструкция створок — одинарная верхнеподвесная с отношением $h/b=0$ и углом открытия $\alpha=60^\circ$. Фонарь конструкции КТИС.

Решение. Температура уходящего воздуха:

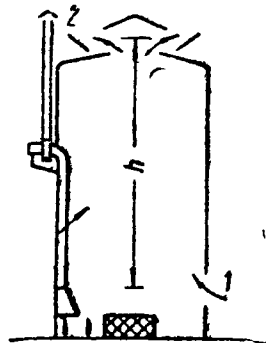


Рис. 5.8. Схема аэрации однопролетного здания при наличии механической вентиляции
1 и 2 — номера проемов

$$t_{yx} = t_n + \frac{t_{p.з} - t_n}{m} = 24 + \frac{29 - 24}{0,267} = 42,8^\circ\text{C}.$$

Весовые расходы воздуха:

$$G_2 = \frac{Q - 0,24G_{уд}(t_{p.з} - t_n)}{0,24(t_{yx} - t_n)} = \frac{1\,300\,000 - 0,24 \cdot 70\,000(29 - 24)}{0,24(42,8 - 24)} \approx 270\,000 \text{ кг/ч};$$

$$G_1 = G_2 + G_{уд} = 270\,000 + 70\,000 = 340\,000 \text{ кг/ч}.$$

При $\gamma_n = \gamma_{yx} = 1,118$ кг/м³ располагаемое давление

$$\Delta P_{1,2} = k(\gamma_n - \gamma_{yx}) = 12(1,189 - 1,118) = 0,852 \text{ кг/м}^2.$$

Потери давления на проход воздуха через проемы и фонарь в кг/м²:

$$\Delta P_1 = n\Delta P_{1,2} = 0,2 \cdot 0,852 = 0,17;$$

$$\Delta P_2 = \Delta P_{1,2} - \Delta P_1 = 0,852 - 0,17 = 0,682.$$

По табл. 5.3 определяем значение $\zeta_1=3,5$, а по табл. 5.4 — значение $\zeta_2=4,3$.

Площади проемов и фонаря по формулам (5.9) и (5.10):

$$F_1 = \frac{340\,000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,189}{3,5} \cdot 0,17}} = 89 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{270\,000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,118}{4,3} \cdot 0,681}} = 40 \text{ м}^2.$$

Метод расчета аэрации здания с аэрационными фонарями остается действительным и при расчете шахт.

Площадь поперечного сечения шахты определяется по формуле (5.10), в которую следует подставлять коэффициент местного сопротивления шахты с дефлектором, пренебрегая величиной коэффициента трения:

$$\zeta = \zeta_{вх} + \zeta_{д}, \quad (5.85)$$

где $\zeta_{вх}$ — коэффициент местного сопротивления входа в шахту; $\zeta_{д}$ — коэффициент местного сопротивления дефлектора, отнесенный к скорости воздуха в горловине (для круглого дефлектора ЦАГИ $\zeta_{д}=0,61$; для квадратного дефлектора ЦАГИ $\zeta_{д}=0,67$).

ГЛАВА 6

ОСОБЕННОСТИ ВЕНТИЛЯЦИИ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ПОМЕЩЕНИЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

6.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Способ вентиляции помещений жилых и общественных зданий выбирается в связи с родом деятельности людей и в зависимости от назначения здания, его этажности, характера помещений и выделяющихся вредностей. Величины вентиляционных обменов воздуха в помещениях различных зданий приведены далее. В случаях, когда для данных помещений не установлена СНиП усредненная кратность воздухообмена, его величина определяется расчетом. Тепловые и влажностные балансы помещений для расчета вентиляции жилых и общественных зданий определяются согласно общим указаниям главы 2.

Вентиляционные вытяжные системы с естественным движением воздуха необходимо рассчитывать на перемещение расчетного количества воздуха при температуре наружного воздуха 5°C . Вентиляционные вытяжные системы с механическим побуждением для зданий высотой более трех этажей должны рассчитываться с учетом дополнительного естественного давления, определяемого при средней температуре наружного воздуха в течение отопительного сезона.

Скорости воздуха в вытяжных и приточных каналах и в элементах вентиляционных систем следует принимать по данным главы 14.

Вытяжные системы, извлекающие воздух с резкими запахами или вредностями, должны иметь статическое

разрежение во всех частях системы, расположенных в пределах помещений здания. Для этого вентилятор должен устанавливаться в концевой части вытяжной системы. Вытяжные камеры рекомендуется располагать в верхних частях здания, приточные камеры — в их нижних частях и по возможности центрально по отношению к обслуживаемым ими системам.

Устройство вытяжки с механическим побуждением, не компенсируемой притоком, в зданиях с печным отоплением не разрешается.

Неорганизованный приток наружного воздуха в помещениях (кроме жилых) для возмещения вытяжки в холодный период года допускается не более однократного объема в 1 ч. При этом должно быть предотвращено: снижение внутренней температуры против расчетной, туманообразование в помещениях, конденсация водяных паров на поверхности стен, покрытий и световых проемов.

В помещениях, где необходимая кратность воздуха не превышает 0,5 обмена в 1 ч, допускается периодическое проветривание через форточки и фрамуги.

Кратность воздухообмена по притоку, которая необходима для создания повышенного давления в помещении, препятствующего входу наружного воздуха или воздуха из соседних помещений через неплотности дверей, окон и других ограждений, определяется по указаниям п. 7.2.

Вентиляционные системы жилых домов, общежитий, гостиниц и тому подобных зданий не допускается объединять с вентиляционными системами детских садов, яслей, торговых и других встроенных в эти здания учреждений.

Не допускается устройство открывающихся окон, форточек или фрамуг в сушильно-гладильных и стиральных залах, прачечных, моечных бань и других помещениях с резкими запахами или выделением различных вредных веществ в случаях, когда над указанными помещениями расположены окна жилых, административных и других помещений без выделения вредных веществ.

В служебных и административных зданиях с коридорной планировкой при кратности обмена воздуха в помещениях не более двух приточный воздух может подаваться в коридоры без разводки его воздухопроводами по помещениям. При кратности воздухообмена более двух приточный воздух должен поступать непосредственно в помещения (за исключением санузлов). При этом вытяжной воздух может удаляться через коридоры при условии установки перепускных решеток в стенах (желательно двойных), выходящих в коридоры.

Автоматизация систем вентиляции должна разрабатываться в соответствии с данными раздела II.

6.2. ЖИЛЫЕ ЗДАНИЯ

А. ДОМА С ИНДИВИДУАЛЬНЫМИ КВАРТИРАМИ

В домах квартирного типа применяется, как правило, вентиляция с естественным побуждением воздуха. Допускается применение канальной приточной вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением.

При совмещении с воздушным отоплением необходимый приток воздуха в жилые помещения осуществляется постоянно по каналам воздушного отопления, при наличии вытяжной вентиляции — периодически через форточки, окна, фрамуги или для II и III климатических районов (СНиП II-A.6-62) — через специальные клапаны-хлопушки, а также через неплотности окон и дверей. В IV климатическом районе устройство форточек в окнах необязательно.

Удаление воздуха из жилых комнат в квартирах, имеющих одну-две комнаты, осуществляется через вытяжные каналы, находящиеся в кухнях, уборных и ваннах комнатах.

В квартирах из трех комнат и более вытяжка, кроме того, должна предусматриваться непосредственно из комнат, за исключением двух ближайших к кухне. Из угловых комнат, имеющих два и более окна, можно вытяжку не устраивать.

В квартирах из трех-четырех комнат и более при устройстве вытяжной вентиляции допускается объединение вентиляционных каналов жилых комнат квартиры в один вентиляционный канал, обособленный от каналов кухни и санузла той же квартиры, а также устройство вентиляционного канала в одной из двух смежных комнат при наличии между ними двери. Такие каналы должны быть рассчитаны на удаление воздуха из двух смежных комнат.

Квартиры в III и IV климатических районах должны быть обеспечены сквозным или угловым проветриванием. В случае невозможности осуществления этого допускается проветривание квартир через кухню, а также через ванную комнату (при отсутствии в ней унитаза).

Кухни, уборные, ванны и душевые комнаты должны иметь вытяжную вентиляцию с удалением воздуха непосредственно из помещений. В одной квартире допу-

скается объединение вентиляционных каналов уборной и ванной (душевой) комнаты, а также объединение вентиляционных каналов ванной комнаты (без унитаза) с кухней. Не допускается присоединение к одному вентиляционному каналу вытяжных решеток из кухни и уборной, из кухни и жилой комнаты, из уборной или ванной и жилой комнаты.

Объединение в общую систему вытяжных каналов из квартир, не имеющих сквозного или углового проветривания и ориентированных на противоположные стороны, не допускается. Для систем, которые объединяют вытяжные каналы квартир, ориентированных на одну сторону и не имеющих сквозного или углового проветривания, рекомендуется установка дефлекторов.

При расположении канала в ванной комнате вентиляция уборной через отверстие в перегородке, отделяющей уборную от ванной комнаты, не допускается. В этом случае воздух из уборной удаляется по отдельному коробу, присоединенному к каналу в ванной комнате. Внутренний объем ванных комнат или объединенных санузлов, оборудованных газовыми водонагревателями, должен быть не менее $7,5 \text{ м}^3$.

При деревянных плитах в кухнях принимается трехкратный обмен воздуха. Для трех- и четырехкомнатных малогабаритных квартир трехкратный вентиляционный обмен в кухнях может не обеспечить 0,5-кратного обмена в жилых комнатах. В этих случаях кратность обмена в кухне определяется соответствующим расчетом.

При газовых плитах в кухнях нормы воздухообмена применяются по табл. 6.1.

Таблица 6.1

Воздухообмен в кухнях, оборудованных газовыми плитами

Число конфорок в плите в шт.	Воздухо- обмен в $\text{м}^3/\text{ч}$ (не менее)	Минимальный объем кухни в м^3	
		без зонта над газовой плитой	при устройстве над газовой пли- той зонта
2	60	8	8
3	75	12	10
4	90	15	12

Указанные в табл. 6.1 нормы воздухообмена принимаются также при установке в кухнях кроме газовых плит газовых водонагревателей с обособленным отводом продуктов сгорания. Для увеличения воздухообмена на время работы плит в газифицированных кухнях рекомендуется предусматривать установку индивидуальных вытяжных электровентиляторов (рис. 6.1). Производительность вентиляторов должна соответствовать указаниям табл. 6.2.

Рекомендуется предусматривать площадь вытяжного канала круглого сечения не менее $0,06 \text{ м}^2$, а прямоугольного сечения не менее $0,07 \text{ м}^2$.

Минимальные сечения вытяжных вертикальных каналов рекомендуется принимать по табл. 6.3.

Высота выброса из системы определяется от середины окон соответствующего этажа.

Сечение горизонтальных вентиляционных каналов должно быть не менее $0,03 \text{ м}^2$.

При установке в кухне газового водонагревателя типа КГИ или АГВ устройство механической вытяжной вентиляции не допускается. Помещения кухонь, оборудованных газовыми водонагревателями, должны быть обеспечены притоком воздуха у пола через решетки площадью $0,02 \text{ м}^2$ или через зазоры высотой $0,03 \text{ м}$ под дверями.

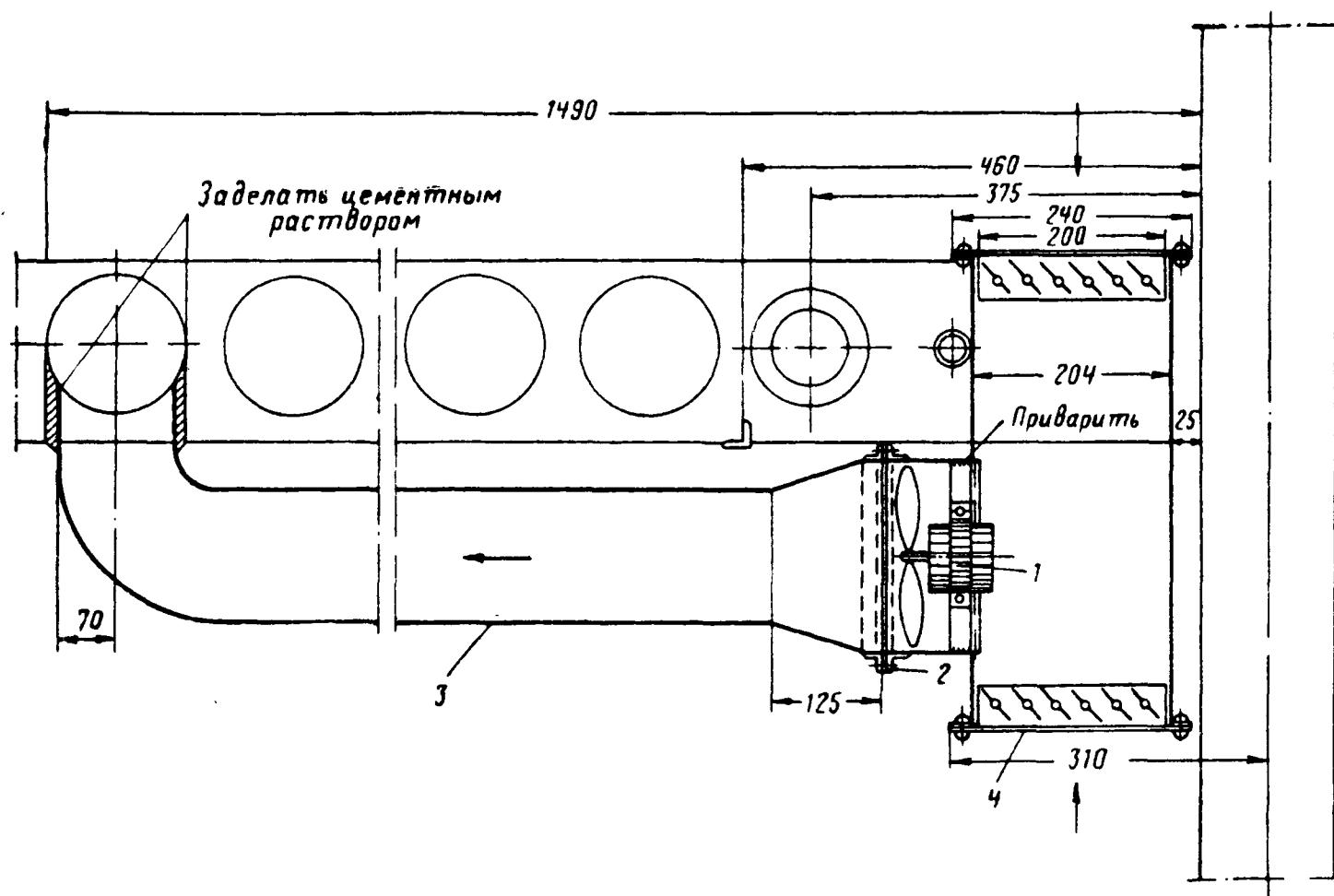


Рис. 6.1. Установка индивидуального вытяжного вентилятора для вентиляции кухни и санузла

1 — осевой вентилятор; 2 — фланец; 3 — патрубок стальной; 4 — решетка

При полной герметизации газового тракта и заборе воздуха для горения снаружи с отводом газа непосредственно от конфорок в газоход устройство усиленной вытяжки из кухонь не обязательно.

Каналы вытяжной вентиляции следует по возможности располагать рядом с дымоходами.

Минимальные размеры жалюзийных решеток: в кухнях одно-, двух- и трехкомнатных квартир без установки вытяжных вентиляторов — 20×25 см; в уборных и ванных комнатах — 15×15 см; в объединенных санузлах — 15×20 см.

Неподвижные вытяжные решетки без жалюзийных клапанов устанавливаются в кухнях; регулируемые — в жилых комнатах и санузлах. Заводами изготавливаются вентиляционные решетки из пластмассы с монтажной регулировкой размером 120×200 и 200×200 мм и металлические решетки разных размеров обоих типов.

Кратность обмена воздуха в помещениях жилых домов приведена в табл. 6.2.

Машинные отделения лифтов обеспечиваются вентиляцией через форточки или расположенные друг над другом затянутые проволоочной сеткой два отверстия, сообщающиеся с лестничной клеткой. Живое сечение верхнего отверстия должно составлять не менее $0,25 \text{ м}^2$, а нижнего — $0,15 \text{ м}^2$. Отверстия для пропуска тросов могут использоваться для притока воздуха. Блочное помещение должно сообщаться с лестничной клеткой двумя отверстиями в верхней (на уровне 2.1 м от пола) и нижней части помещения.

Неэксплуатируемые подвалы и технические подполья при прокладке в них газопроводов должны быть обеспечены вытяжной вентиляцией, рассчитанной на удаление воздуха в объеме не менее однократного обмена в 1 ч. При отсутствии газопроводов необходимо удалять не менее 0,5-кратного объема в 1 ч. Вытяжку следует осуществлять через обособленные вертикальные каналы во внутренних стенах. В наружных стенах подвалов и технических подполий при отсутствии в них оконных проемов должны предусматриваться специальные отверстия (продухи) для притока воздуха в объеме, равном удаляемому вытяжной вентиляцией. Каналы из нежилых помещений подвалов выводятся до чердака самостоятельно без объединения с каналами из верхних этажей.

Устройство каналов для вытяжки из отдельных помещений рекомендуется выполнять, как правило, по схеме, приведенной на рис. 6.2, а. Объединение вытяжных каналов из однородных помещений в сборный канал допускается как исключение при наличии чердачного помещения (рис. 6.2, б). В жилых зданиях с числом этажей более шести допускается объединение вентиляционных каналов из каждого четырех-шести этажей в один сборный канал, доведенный до верха здания (рис. 6.2, в). При объединении каналов предусматриваются устройства для первичной регулировки системы.

При объединении вытяжных каналов по схеме, приведенной на рис. 6.2, б, необходимо соблюдение следующих условий: площадь поперечного сечения сборных

Таблица 6.2

Кратность обмена воздуха в помещениях жилых домов

Наименование помещения	Кратность обмена воздуха в 1 ч (по вытяжке)	Примечание
Жилая комната	3 м³/ч на 1 м² площади комнаты	Но не менее 20 м³/ч на одного человека
Кухня негазифицированная	3	Но не менее 60 м³/ч
Кухня газифицированная при неработающих газовых плитах:		
2-конфорочной	Не менее 60 м³/ч	Постоянная вентиляция
3-конфорочной	Не менее 75 м³/ч	
4-конфорочной	Не менее 90 м³/ч	
Кухня газифицированная в период работы газовых плит:		
одной 2-конфорочной	Не менее 170 м³/ч	Периодическая вентиляция
» 3—4-конфорочной	Не менее 230 м³/ч	
двух с количеством конфорок более четырех	Не менее 350 м³/ч	
Ванна индивидуальная	25 м³/ч	Постоянная вентиляция
Санузел:		
объединенный	50 »	
раздельный	25 »	
Камера мусоропровода	1,5 »	

Таблица 6.3

Минимальное сечение вытяжных вертикальных каналов в см²

Число жилых комнат в квартире	Высота выброса в м				
	до 3,5			более 3,5	
	из кухни	из санузла	из жилой комнаты	из кухни	из санузла
<i>При отсутствии в квартирах приточных устройств</i>					
Одна или две	280	175	—	175	175
	300	195	—	195	195
Три и более	350	175	175	350	175
	370	195	195	370	195
<i>При оборудовании квартир приточными устройствами</i>					
Одна или две	175	175	—	140	140
	195	195	—	155	155
Три и более	350	175	—	280	140
	370	195	—	300	155

Примечание. В числителе приведены данные для каналов круглого сечения, в знаменателе — для каналов прямоугольного сечения.

места присоединения вертикального вытяжного канала до выбросной шахты не должна превышать 5 м; число поворотов при проходе воздуха на чердаке не должно быть более трех; ближайшими по ходу воздуха к вытяжной шахте должны быть вытяжные каналы верхних этажей; подключение к сборным каналам вытяжных каналов из нежилых помещений нижних этажей запрещается.

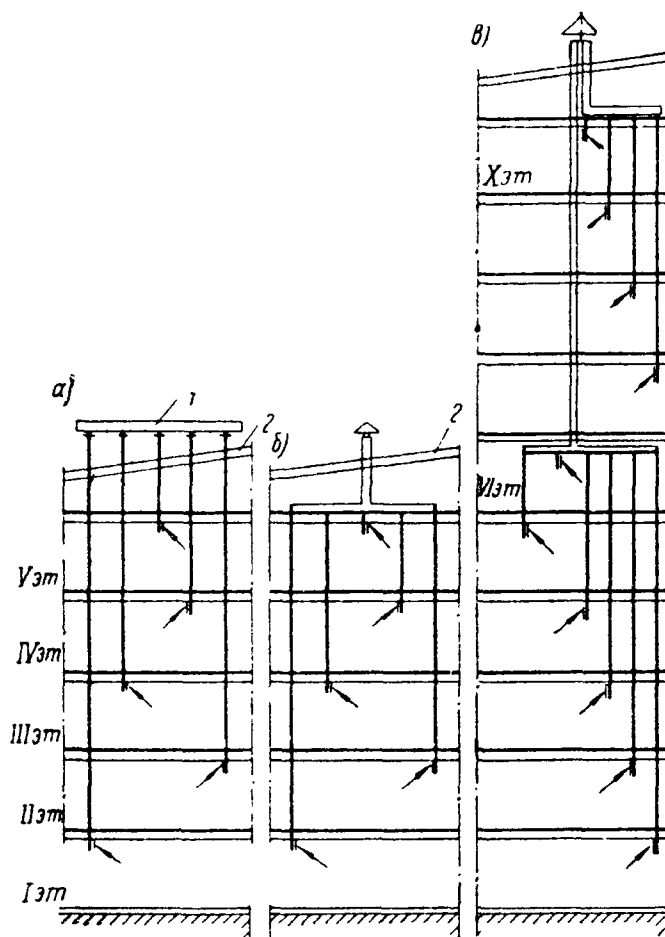


Рис. 6.2. Схемы устройства вентиляционных каналов в многоэтажных жилых домах (5—10 этажей)

а — вытяжка обособленными каналами без объединения их на чердаке; б — то же, с объединением каналов на чердаке; в — объединение вытяжных каналов из каждой 4—6 этажей в один сборный магистральный канал; 1 — зонт; 2 — кровля

Б. МНОГОЭТАЖНЫЕ ЗДАНИЯ

В жилых зданиях повышенной этажности (10—16 этажей и более) должны предусматриваться системы естественной вытяжной канальной вентиляции. Количество воздуха, удаляемого из квартиры, должно быть не менее 20 м³/ч на одного живущего. Здание по высоте разделяется на зоны, каждая из которых, как правило, должна соответствовать 1/3 высоты здания.

Устройство вытяжных каналов в жилых зданиях может выполняться по схемам, приведенным на рис. 6.3, а или б и обособленным в пределах каждой зоны. Каналы верхней зоны, как правило, следует выводить наружу без объединения; устройство сборных вертикальных каналов с присоединением индивидуальных каналов через четыре—шесть этажей разрешается только в пределах нижних 2/3 высоты зданий, т. е. в двух нижних

чердачных коробов и сборной шахты должна быть не менее суммы сечений присоединенных к ним поэтажных каналов; протяженность сборных чердачных коробов от

Таблица 6.4

Кратность обмена воздуха в помещениях общежитий

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 ч (по вытяжке)	Примечание
Спальная комната	1,5	Не менее 60 м³/ч
Общая комната и гостиная	0,5	
Кухня и кубовая, не имеющие газового оборудования	3	
Ванная или душевая общие	5	
Раздевальня при душевой или ванной	5	
Общая уборная	—	50 м³/ч на 1 унитаз, 25 м³/ч на 1 писсуар
Общая умывальня, кладовая и камера хранения, гардероб, комната для чистки одежды и обуви	1	

г. ГОСТИНИЦЫ

В гостиницах при водяном отоплении (за исключением кухонных блоков и ресторанов) проектируется, как правило, вытяжная вентиляция санузлов при номерах или непосредственно из номеров, не имеющих санузлов.

Вытяжная вентиляция номеров рассчитывается на естественную тягу через самостоятельные для каждого номера каналы. В гостиницах I класса указанное устройство вытяжной вентиляции дополняется вентиляторами, устанавливаемыми в сборных каналах, для использования в теплый период года.

Централизованная подача подогретого воздуха в коридоры и холлы в объеме, превышающем 0,5-кратный обмен обслуживаемых номеров, предусматривается в гостиницах I класса независимо от числа мест, а в гостиницах общего назначения с числом мест более 200. Во внеклассных гостиницах подогретый воздух подается непосредственно в номера.

В гостиницах допускается устраивать воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией при подаче воздуха в жилые номера.

Вытяжная вентиляция канальная с естественным побуждением предусматривается в номерах (без санузлов) и подсобных помещениях общего пользования (за исключением вестибюля, кладовой для ручного багажа, склада запасной мебели и инвентаря). В деревянных рубленых, каркасных и щитовых зданиях гостиниц устройство вытяжной вентиляции не обязательно.

При расположении индивидуальных санузлов в номерах вытяжная вентиляция непосредственно из номеров не предусматривается. Удаление воздуха осуществляется через санузлы.

Из комнат для чистки одежды и обуви вытяжку рекомендуется устраивать самостоятельными каналами с механическим побуждением; допускается присоединение этих каналов на чердаке к сборному вытяжному коробу санузлов.

В вестибюль при наличии централизованного притока подается подогретый воздух в объеме, компенсирующем удаление воздуха из близлежащих вспомогательных помещений, но не менее двукратного обмена в 1 ч; в случае непосредственного совмещения вестибюля с гардеробом надлежит предусматривать вытяжку из

зонах. Объединение сборных каналов с индивидуальными каналами верхней зоны не допускается.

Пример решения конструктивной схемы вытяжных каналов из кухонь 16-этажного здания приведен на рис. 6.3, в.

В кухнях верхней зоны зданий следует предусматривать возможность периодического увеличения естественного воздухообмена путем применения индивидуальных осевых вентиляторов. Каналы из этих помещений должны выводиться наружу отдельно.

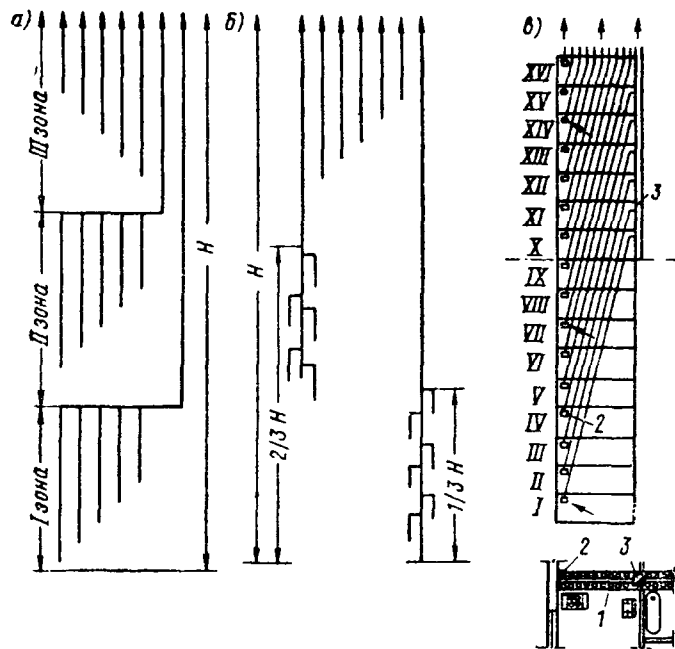


Рис. 6.3. Схемы устройства вытяжных каналов для зданий в 16 этажей и более

1 — бетонный блок с наклонными каналами; 2 — регулируемая жалюзийная решетка; 3 — сборный вертикальный канал

в. ОБЩЕЖИТИЯ

В общежитиях применяется вытяжная вентиляция с естественным движением воздуха. Допускается применение канальной приточной вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением жилых комнат. Жилые комнаты в общежитиях и подсобные помещения (за исключением вестибюля) должны иметь вытяжную вентиляцию. В деревянных рубленых каркасных и щитовых зданиях общежитий устройство вытяжной вентиляции из жилых комнат не обязательно.

Душевые с числом душей пять и более, а также бытовые помещения, расположенные в подвалах, должны иметь приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением; при числе душей менее пяти допускается устройство вытяжной вентиляции с механическим побуждением с компенсацией удаляемого воздуха за счет подсоса из коридора, для чего в перегородке между раздевальней при душевой и коридором должна быть предусмотрена отверстия с регулируемыми жалюзийными решетками.

Санузлы должны иметь вытяжную вентиляцию с механическим побуждением. Сушилki для обуви и одежды должны обеспечивать просушку вещей в течение 4—6 ч.

Кратность обмена воздуха в помещениях общежитий приведена в табл. 6.4.

последнего. Подсобные помещения проветриваются через форточки или фрамуги.

Вытяжные каналы из каждого номера гостиницы должны быть обособлены; объединение их общим сборным каналом допускается только на чердаке. Вентиляция встроенных помещений — закусовых, ресторанов и др. — осуществляется самостоятельными отдельными системами по указаниям соответствующих глав настоящего справочника.

В высотных гостиницах, размещаемых в зданиях высотой 10 этажей и более, для соблюдения равномерной раздачи воздуха в поэтажные коридоры рекомендуется предусматривать между приточной камерой и каналами промежуточную камеру статического давления с установкой в ней диафрагм или клапанов в каналах для регулирования объема воздуха, подаваемого по этажам.

В гостиницах на 500 номеров и более в ряде номеров следует обеспечивать создание оптимальных параметров воздушной среды (см. табл. 1.1) в пределах расчетных наружных параметров Б, предусматривая для этой цели в случае необходимости кондиционирование воздуха.

Кратности обмена воздуха в помещениях гостиниц приведены в табл. 6.5.

Таблица 6.5

Кратность обмена воздуха в помещениях гостиниц

Наименование помещения	Кратность обмена воздуха в 1 ч (по вытяжке)	Примечания
Номер гостиницы	1	3 м ³ /ч на 1 м ² площади комнаты
Общая комната и гостиная	0,5	
Ванная или душевая общая	0,5	
Ванная индивидуальная	—	25 м ³ /ч
Уборная индивидуальная	—	25 »
» общая	—	50 » на 1 унитаз, 25 м ³ /ч на 1 писсуар
Санузел при номере	—	50 м ³ /ч (с проверкой по кратности для номера гостиницы)
Бельевая, вещевая	0,5	
Умывальня общая, гардероб, комната для чистки одежды и обуви, кладовые и камеры хранения	1	

6.3. АДМИНИСТРАТИВНЫЕ ЗДАНИЯ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ПОМЕЩЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

В административно-конторских помещениях объемом до 1500 м³ проектируется вытяжная вентиляция с механическим побуждением.

При объеме помещений более 1500 м³ для удаления удаляемого воздуха устраивается приточная система вентиляции с подогревом наружного воздуха. Приточный воздух может подаваться в вестибюль, холлы и коридоры без разводки его воздухопроводами. В залах совещаний устраивается самостоятельная приточно-

вытяжная вентиляционная система. В светокопировальных помещениях при наличии в них промывочных машин кроме общеобменной вентиляции устраивается местный отсос воздуха от машин. Количество удаляемого воздуха определяется из условия создания скорости его движения в рабочем проеме укрытия не менее 0,7 м/сек.

Кратности воздухообмена в помещениях административных и вспомогательных зданий приведены в табл. 6.6.

Таблица 6.6

Кратность обмена воздуха в помещениях административных и вспомогательных зданий

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 ч	
	пригон	вытяжка
Рабочие комнаты, кабинеты, конструкторские бюро, библиотеки, помещения общественных организаций	1,5	1,5
Общие рабочие комнаты (более 30 человек)	3	По расчету
Залы совещаний	—	3
Помещения технических архивов	—	0,5
Помещения светокопировальных	2	По расчету с учетом местных отсосов, но не менее 3
Помещения телефонных и радиоузелов	2	3
Гардероб	—	1
Буфет или комната для принятия пищи	—	1
Уборные	—	50 м ³ /ч на 1 унитаз, 25 м ³ /ч на 1 писсуар
Курительные	—	10
Вестибюль	По балансу, но не менее 2	—
Помещения душей	—	По расчету, но не менее 5
Умывальни	—	1
Раздевальни при душевых	5	Из душевых
Помещения для кормления грудных детей	—	2
То же, для личной гигиены женщин	—	2
То же, для обогрева работающих	—	1

Во вспомогательных помещениях промышленных предприятий должна предусматриваться вытяжная вентиляция с механическим побуждением: в душевых — с количеством душевых сеток пять и более; в уборных — с количеством унитазов пять и более; в душевых и уборных — с количеством душевых сеток или унитазов менее пяти при наличии механической вентиляции в соседних помещениях, а также в курительных, светокопировальных мастерских, в помещениях для сушки, обезвреживания и обеспыливания рабочей одежды.

Во всех остальных вспомогательных помещениях вытяжная вентиляция может устраиваться как с механическим, так и естественным побуждением.

Вытяжные отверстия в курительных высотой до 3 м должны располагаться под потолком; при высоте курительной более 3 м в двух зонах — под потолком и на высоте 2 м от пола.

Не допускается объединять в одну общую вытяжную систему административные, конторские и тому подобные помещения с уборными, курительными, душевыми и умывальнями.

См. также СНиП II-М.3-68 «Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий. Нормы проектирования».

Приточная вентиляция должна устраиваться с механическим побуждением. Приточный воздух для компенсации вытяжки из душевых следует подавать через раздевалки.

Между административно-конторскими помещениями, размещаемыми в производственных зданиях, и цехами с выделением вредных веществ с предельно допустимой концентрацией в воздухе рабочей зоны $0,1 \text{ мг/л}$ и менее должны предусматриваться коридоры и шлюзы, в которые должен подаваться приточный воздух из расчета трехкратного воздухообмена коридора или шлюза.

6.4. ОБЩЕСТВЕННЫЕ ЗДАНИЯ

А. ДЕТСКИЕ УЧРЕЖДЕНИЯ

В помещениях детских садов и яслей устраивается, как правило, приточно-вытяжная вентиляция с естественным побуждением. В отдельно стоящих зданиях детских учреждений рекомендуется применение вытяжных малогабаритных осевых вентиляторов, устанавливаемых у входа в вертикальный вытяжной канал санузла.

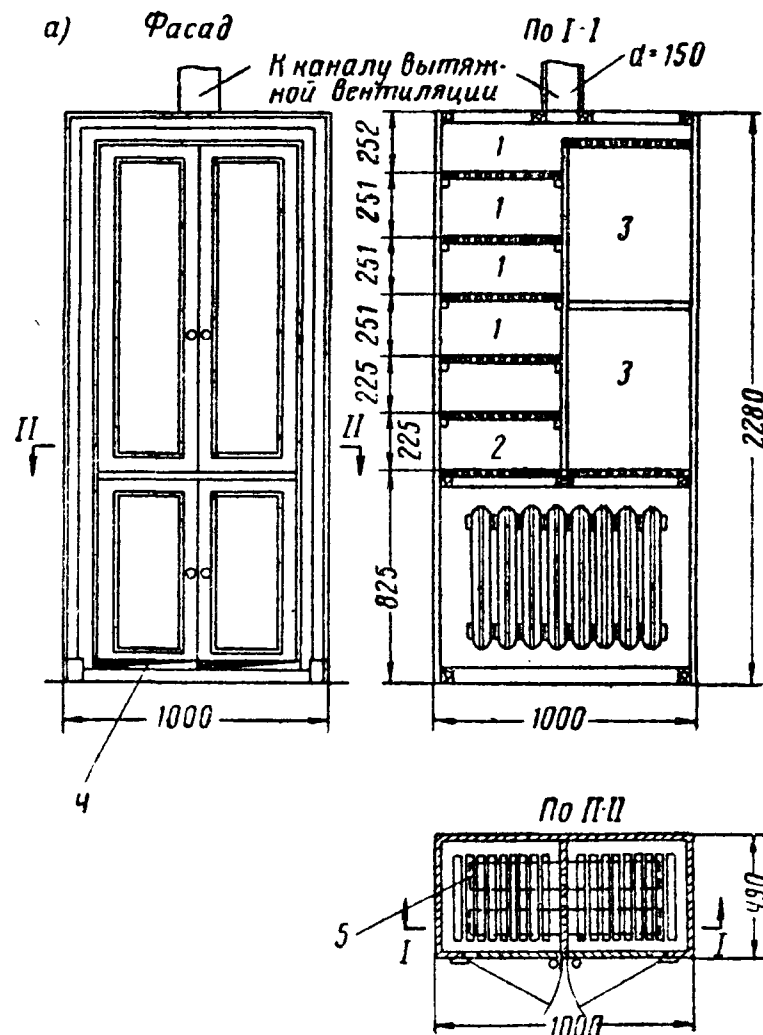


Рис. 6.4. Сушильный шкаф для детских вещей

а — с радиатором; б — с регистром из труб; 1 — для шапок; 2 — для валенок; 3 — для верхнего платья; 4 — щель для притока воздуха; 5 — 2 радиатора по 8 секций; 6 — вентиляционный канал 250×200 (h); 7 — регистр из двух труб $d=25 \text{ мм}$

Вытяжная вентиляция из спален и комнат дневного пребывания детей осуществляется: в отдельно стоящих зданиях — с естественным побуждением, отдельно для каждой детской группы; в помещениях, встроенных в первые этажи жилых домов, — отдельной системой, не связанной с общей системой дома, с естественным побуждением, отдельно для каждой детской группы.

Подачу наружного воздуха с подогревом в приточных шкафах или в подоконных приточных устройствах рекомендуется устраивать в детских комнатах, изоляторах и комнатах медицинского персонала. Допускается применение агрегатов для децентрализованного притока неподогретого воздуха струями, настилающимися на потолок.

При высоте детских помещений менее 3 м устройство притока подогретым наружным воздухом обязательно. Помещения с пребыванием детей не менее 50% окон должны иметь верхние откидные фрамуги с приборами для открывания и с боковыми щитами для направления движения наружного воздуха вверх. В санузлах необходимо предусматривать вытяжную вентиляцию с механическим побуждением. Конструкция вытяжной камеры не должна препятствовать естественному движению воздуха при выключенном вентиляторе.

Вытяжку из сушильного шкафа для шапок, валенок и одежды следует присоединять к отдельному внутреннему каналу и общей вытяжной шахте на чердаке (рис. 6.4). Подавать в нагревательные приборы сушильных шкафчиков перегретую воду или пар не допускается.

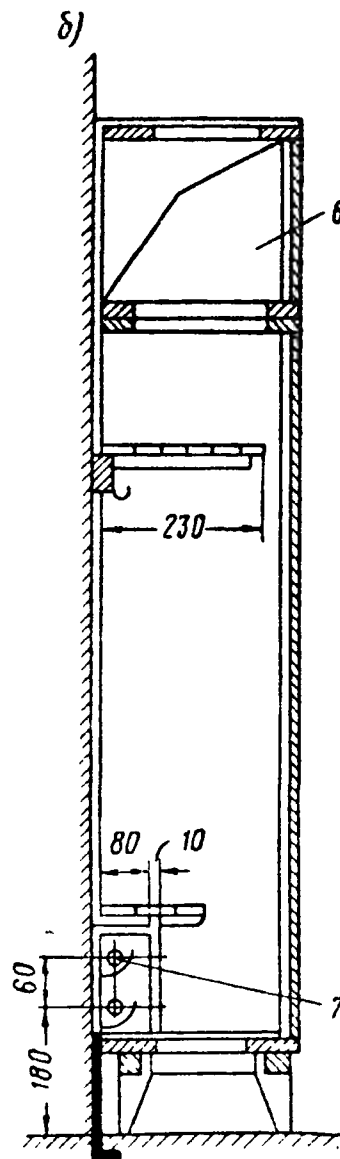
В кухнях с оборудованием на твердом и газообразном топливе необходимо предусматривать приточно-вытяжную вентиляцию. Над плитой в кухне рекомендуется устраивать съемные завесы-шторки (см. п. 6.4 «К»).

При установке в кухне газовой плиты типа ПГР-ЗМ (теплоотдача 5000 ккал/ч) и водонагревателя типа «Титан» (теплоотдача 2000 ккал/ч) для расчета воздухообмена учитывается тепловыделение только от плиты с коэффициентом загрузки 0,7. Количество тепла, уходящего под шторку, принимается в размере 80% тепла, выделяющегося от плиты.

При установке в кухне газовой плиты типа ПГР-ЗМ (теплоотдача 5000 ккал/ч) и водонагревателя типа «Титан» (теплоотдача 2000 ккал/ч) для расчета воздухообмена учитывается тепловыделение только от плиты с коэффициентом загрузки 0,7. Количество тепла, уходящего под шторку, принимается в размере 80% тепла, выделяющегося от плиты.

Приток наружного воздуха в кухню (при плите указанного типа) осуществляется через приточный шкаф производительностью $500 \text{ м}^3/\text{ч}$ с радиаторами, присоединяемыми к общей системе отопления здания (рис. 6.5). Подогрев наружного воздуха принимается до 10°C .

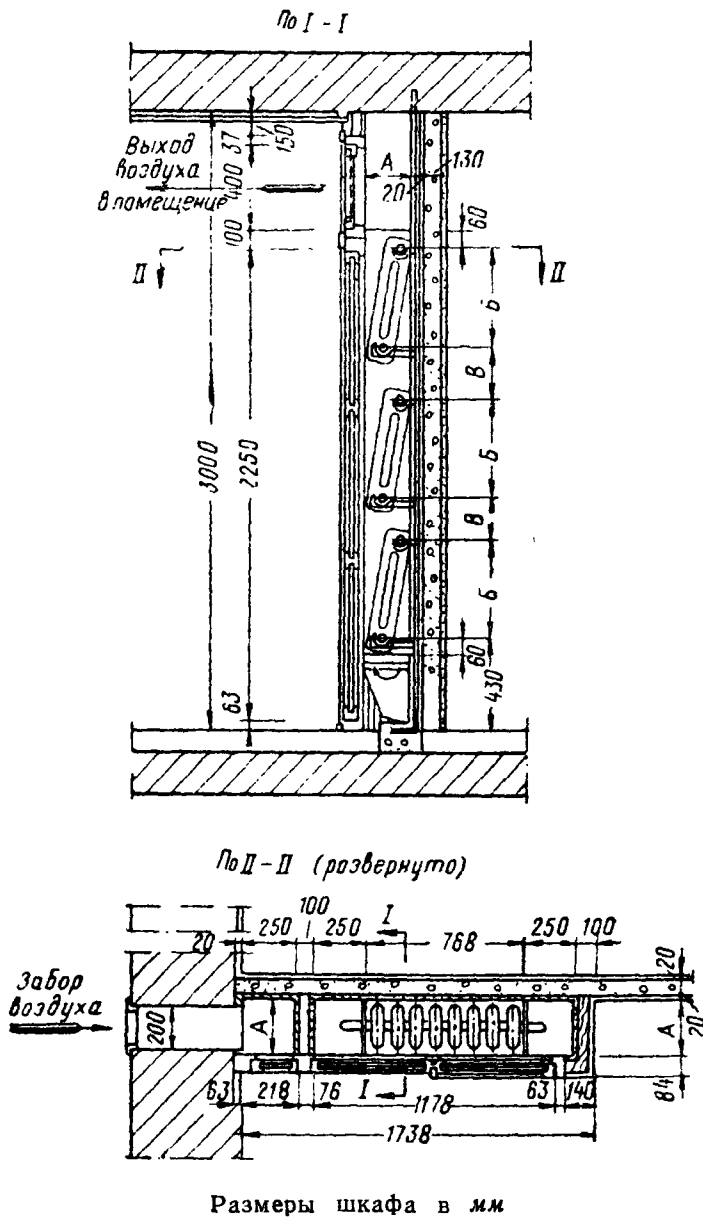
В помещениях для стирки должна предусматриваться вытяжная естественная канальная



вентиляция из расчета $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ на каждую кулису при разности температур внутреннего и наружного воздуха 10° . При расчете кулис принимают расход белья на одного ребенка в месяц.

в детских яслях 40 кг
» » садах 30 "

Приток наружного воздуха в объеме, компенсирующем вытяжку, осуществляется через приточные шкафы, которые рассчитываются на подогрев наружного воздуха от -5 до 20°C . Вытяжные каналы следует вы-



Размеры шкафа в мм

№ модели	А	Б	В
4	400	440	224,5
3,5	350	410	196,5
3	300	480	181,5
2,6	260	450	166,3
2,3	230	500	151,5

Рис. 6.5. Приточный шкаф для кухонь детских учреждений

полнять из асбестоцементных труб, закладывая их в толще внутренних капитальных стен или в перегородках.

Кратности воздухообмена в помещениях детских учреждений приведены в табл. 6.7.

Таблица 6.7

Кратность обмена воздуха
в помещениях детских садов и яслей

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 ч (по вытяжке)
Групповая	1,5
Игровая, столовая	1,5
Уборная	5
Туалетная ясельных групп	2
То же, для детей в возрасте от 3 до 7 лет:	
умывальня	2
уборная	5
Комната для заболевших детей и изолятор	1,5
Спальная-веранда	1,5
Раздевальня	1,5
Комната администрации	0,5
То же, медицинского персонала	1,5
Приемная	1,5
Кухня	По расчету согласно п. 6.4 «К»
Комната для хранения чистого белья	0,5
Стирально-разборочная и сушильно-гладильная	По расчету согласно п. 6.4 «Е», но не менее 5
Зал для физкультурных и музыкальных занятий и игр	1,5

Б. ОБЩЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ ШКОЛЫ

В зданиях школ обязательно устройство приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением. Допускается устройство воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией и подачей воздуха в учебные помещения, с рециркуляцией воздуха в нерабочее время.

В школьных зданиях проектируются самостоятельные системы вентиляции следующих групп помещений: учебные, актовый и гимнастический залы, спальные комнаты в школах-интернатах; ванно-душевые отделения и помещения для сушки одежды в школах-интернатах; кухонные блоки и обеденные залы, мастерские, санузлы.

Вытяжные системы от ученических и демонстрационных лабораторных шкафов должны проектироваться обособленно от других систем.

Вентиляцию учебных помещений и учительских надлежит рассчитывать на ассимиляцию избыточных тепловыделений, влаговыделений и углекислоты с тем, чтобы температура внутреннего воздуха в холодный период года находилась в пределах $16-22^\circ \text{C}$, влажность — от 30 до 60% и содержание CO_2 — до 1 л/м^3 .

В зависимости от климатических районов и расчетных отопительных температур (параметры Б) рекомендуется применение следующих вентиляционных устройств:

а) при расчетной наружной температуре до -30°C — децентрализованная подача неподогретого воздуха местными агрегатами в верхнюю зону (под потолок) с естественной вытяжкой из помещений и частичным удалением воздуха через санузлы;

б) при температуре ниже -30°C — централизованная приточно-вытяжная вентиляция с подогревом воздуха с механическим побуждением.

Для расчета вентиляции учебных помещений и учительской следует принимать параметры А для холодного периода года.

Нагревание воздуха, поступающего в помещение от децентрализованных приточных агрегатов без подо-

грева, с подачей его в помещение струей, настилающейся на потолок, осуществляется за счет тепловыделений в вентилируемых помещениях.

Число агрегатов определяется в зависимости от требуемого воздухообмена в соответствии с табл. 6.8.

Таблица 6.8

Кратность обмена воздуха в помещениях школ

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 ч	
	приток	вытяжка
Классы, лаборатории, учебные кабинеты	По расчету	
Помещение уголка живой природы	3	3
Рекреационные помещения	Естественное проветривание через фрамуги	
Буфет, кубовая, обеденные залы	3	4
Актный зал	20 м³/ч на одного человека (в III и IV климатических районах 40 м³/ч)	
Гимнастический зал	80 м³/ч на одного человека	
Библиотека, хранилище, канцелярия, кабинеты директора и заведующего воспитательной частью	—	1
Учительская, комнаты общественных организаций	По расчету	
Кабинет врача	—	1
Спальные корпуса школ-интернатов:		
спальные комнаты	—	1,5
душевые, ванные	—	5
кладовые, камеры хранения	—	1
Подсобные помещения буфета:		
помещения для мойки посуды	4	6
мясная, рыбная, овощная, заготовительная	3	4
раздаточная	1	—
Мастерская по обработке металла	20 м³/ч на одного человека	20 м³/ч на одного человека, в том числе механическая вытяжка от электропечи 250 м³/ч
То же, древесины	То же	20 м³/ч на одного человека, в том числе местный отсос от кле-еварки 350 м³/ч
Уборные общие	—	50 м³/ч на 1 унитаз, 25 м³/ч на 1 писсуар
Умывальные комнаты	—	1
Комнаты чистки одежды и обуви	—	3
Вестибюль, гардеробы, кладовые для одежды и обуви	—	1,5

Независимо от наличия вентиляции оконные фрамуги устраиваются во всех учебных помещениях. Количество окон с открывающимися фрамугами должно быть не менее 50%. Во избежание образования холод-

ных потоков в помещении конструкция фрамуг должна обеспечивать хорошее регулирование поступления воздуха и направление его в верхнюю зону.

В химической лаборатории кроме вытяжной канальной вентиляции предусматривается вытяжка с механическим побуждением из ученических и демонстрационных химических шкафов.

При отсутствии самостоятельного вентилятора в конструкции вытяжного шкафа на чердаке устанавливается отдельный вытяжной агрегат с осевым вентилятором и электродвигателем, помещенным вне воздухопровода. Управление агрегатом предусматривается у вытяжного шкафа. При наличии в конструкции вытяжного шкафа самостоятельного вытяжного вентилятора напорный воздухопровод от него выводится наружу выше кровли. Ученические химические шкафы могут быть соединены попарно и обслуживаться одним вытяжным вентилятором.

Количество и размеры рабочих отверстий при расчетах объемов вытяжки принимают: в ученических шкафах — два отверстия размером 0,6×0,5 м каждое; в демонстрационных — одно отверстие размером 0,94×0,5 м. Расчетная скорость движения воздуха в рабочем отверстии при полностью открытой шторке принимается:

для ученического шкафа 0,5 м/сек
» демонстрационного шкафа 0,7 »

При отсутствии приточной вентиляции в помещении химической лаборатории устанавливается приточный шкаф с радиаторами, присоединенными к системе отопления (см. рис. 6.5).

Гимнастический зал оборудуется отдельной установкой вытяжной вентиляции с механическим побуждением. Подсобные помещения должны иметь самостоятельные вытяжные каналы.

Управление работой механической вытяжной вентиляции классных и лабораторных помещений, учебных кабинетов (за исключением вытяжных шкафов) и мастерских рекомендуется предусматривать дистанционно из учительской.

В спальнях корпусов школ-интернатов проектируется устройство естественной вытяжной вентиляции через самостоятельные для каждой спальной комнаты каналы. В ванно-душевых отделениях, помещениях для сушки одежды, помещениях с вытяжными шкафами и санузлах проектируются системы механической вытяжной вентиляции. При смежном расположении умывальной комнаты и уборной вытяжку следует предусматривать только из уборной.

В. ЛЕЧЕБНО-ПРОФИЛАКТИЧЕСКИЕ УЧРЕЖДЕНИЯ

Для всех помещений больниц обязательно устройство механической вытяжной вентиляции, за исключением инфекционных корпусов, где для каждого бокса предусматривается естественная вытяжная вентиляция с установкой дефлекторов.

Для всех помещений больниц обязательна механическая приточная вентиляция с подогревом воздуха, за исключением помещений с небольшой кратностью обмена (1—1,5), где могут устанавливаться приточные шкафы (с дверцами для очистки и дезинфекции нагревательных приборов). В помещениях поликлиники и амбулаторий при наличии в них физиотерапевтических, рентгеновских, операционных отделений и лабораторий следует устраивать механическую приточно-вытяжную вентиляцию.

Системы приточной и вытяжной вентиляции лечебно-профилактических учреждений должны проектироваться раздельными для различных групп помещений. Объединение нескольких помещений одной вентиляционной установкой допускается только для помещений с одинаковым режимом, если разрешается сообщение их между собой и исключается пребывание в этих помещениях туберкулезных и других инфекционных больных. Самостоятельными вытяжными системами должны обслуживаться следующие группы помещений: радиотерапевтические отделения, грязелечебницы, водолечебницы, рентгеновские отделения, радиологические отделения, операционные блоки чистые и гнойные, родовые, перевязочные, мельцеровские боксы и полубоксы, палаты-изоляторы, дезинфекционные отделения, санузлы, хлорные камеры и т. д.

Приточный воздух подается непосредственно в каждое помещение для лечебных процедур; в остальные помещения допускается подавать воздух через коридор по балансу вытяжки.

Дополнительное количество приточного воздуха по балансу с вытяжным следует подавать в вестибюли, ожидания и тому подобные общие помещения. Обработка наружного воздуха производится в центральных приточных камерах с механическим побуждением или в местных приточных шкафах с естественным движением воздуха.

Операционные должны иметь расположенные в непосредственной близости к ним приточные установки, рассчитанные на обслуживание одной или группы операционных. Для групповых операционных отделений следует проектировать кондиционирование воздуха.

Очистка наружного воздуха в приточных установках операционных обязательна; промывка и увлажнение воздуха предусматривается в случае устройства центральных приточных установок. Приточный воздух для родовых, операционных блоков и рентгеновских кабинетов должен очищаться от микроорганизмов и болезнетворных микробов в электростатическом фильтре, устанавливаемом последовательно за вентилятором кондиционера или приточной установки.

В отдельных операционных, предназначенных для мелких операций (например, в поликлиниках), допускается предусматривать индивидуальные приточные установки с приточным шкафом, расположенным в смежном помещении (рис. 6.6). Очистка воздуха в этих установках предусмотрена при помощи ватного фильтра.

Вытяжка воздуха из помещений операционных и наркозных должна производиться из верхней и нижней зон. В конструкции системы вентиляции и оборудования должны быть предусмотрены меры по обеспечению взрывобезопасности.

Вентиляционные обмены в кабинетах электро-, свето- и теплолечения, указанные в табл. 6.9, допускается принимать для предварительных расчетов. Окончательные воздухообмены принимаются по расчету на удаление

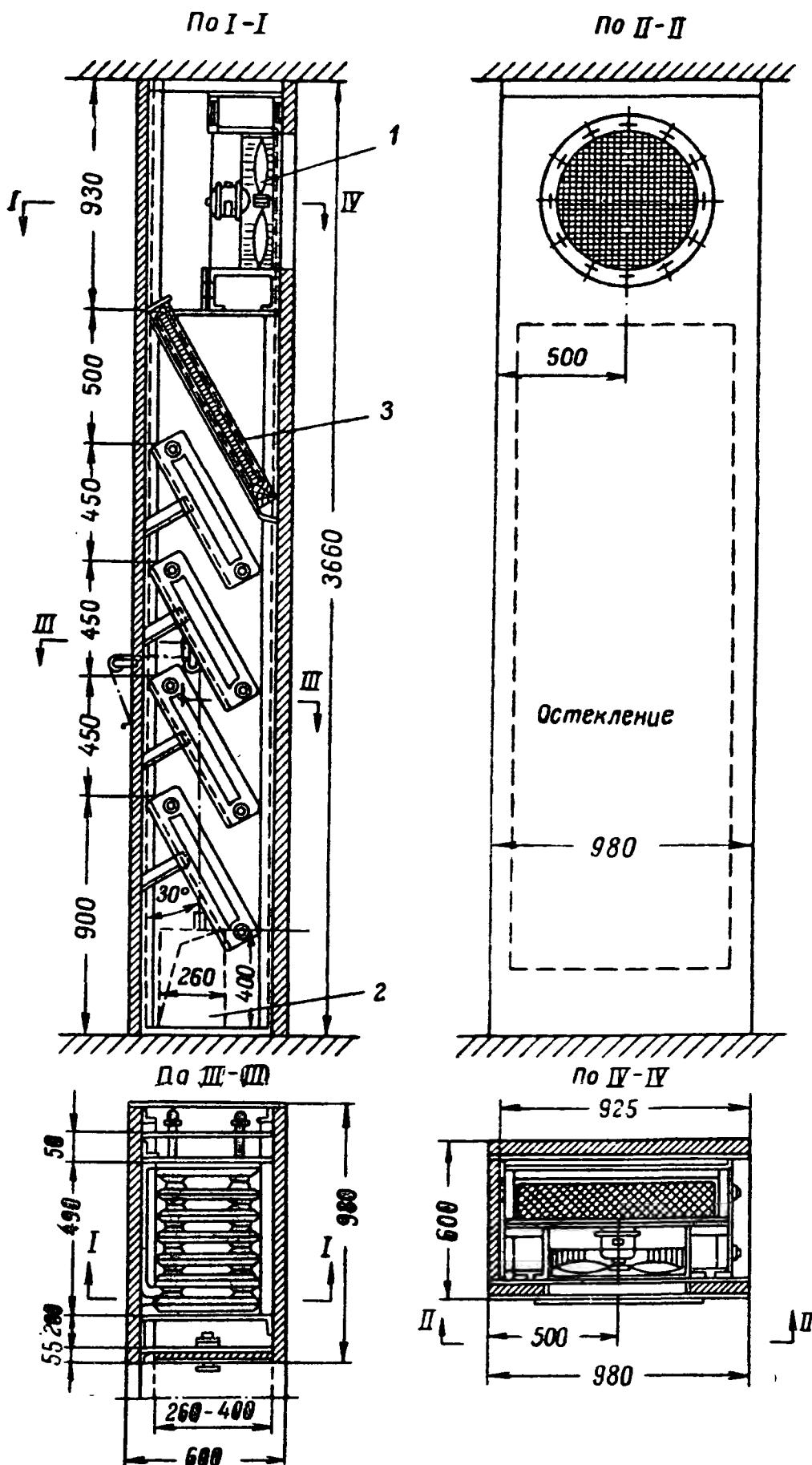


Рис. 6.6. Приточный шкаф для операционных

1 — осевой вентилятор МЦ № 5 с электродвигателем ($\eta=0,6$, $n=1400$ об/мин);
2 — воздухозаборное отверстие в наружной стене; 3 — фильтр

Таблица 6.9

Кратность обменов воздуха
в помещениях лечебно-профилактических учреждений -

Наименование помещения	Кратность воздухообмена в 1 ч	
	приток	вытяжка
Палаты на 1 койку:		
для взрослых	40 м³/ч	40 м³/ч
» детей	20 »	20 »
» недоносков	15 »	15 »
Мельцеровские боксы и полубоксы (палаты)	—	1,5
Смотровые боксы:		
смотровой кабинет	1,5	1
санузел	—	50 м³/ч на 1 унитаз
Перевязочные, манипуляционные, гипсовые, пневмотораксные, предоперационные, электрокардиографические, предродовые, электролечебные кабинеты	1,5	2
Врачебные смотровые кабинеты, ассистентские и рецептурные аптеки	1	1
Операционная, родовая	6	5
Ванная комната	—	2
Ванные, душевые, грязевые, лечебные залы физиотерапевтических отделений	3	5
Свето-теплотерапевтические, рентгеновские и флюорографические кабинеты	4	5
Умывальная комната	—	1
Помещения для грязного белья, мытья суден, клеенок, хранения предметов уборки	—	5
Помещения для исследований	1	5
Административные и хозяйственные (канцелярия, справочная и др.)	—	1
Вестибюль (ожидальни)	По балансу, но не менее 2	2 (из гардероба)
Аптеки (встроенные)		
Приемно-рецептурная, ассистентская, материальная	—	1
Асептическая	—	3
Кокторий	—	2
Моечная	3	4
Кубовая - стерилизационная	2	3
Патолого-анатомические отделения		
Секционная	1	4
Комната подготовки трупов, хранение трупов	—	3
Дезинфекционные отделения		
Приемная	—	4
Дезкамера:		
грязная половина	2	8
чистая »	6	2
Радиологические отделения	По специальным нормам Министерства здравоохранения СССР	
Помещения кухонного блока	По указаниям п. 6.4«К»	
Поликлиники и амбулатории		
Ожидальни, врачебные кабинеты	—	1
Перевязочные, манипуляционные, гипсовые, пневмотораксные хирургические	—	2

Продолжение табл. 6.9

Наименование помещения	Кратность воздухообмена в 1 ч	
	приток	вытяжка
Физиотерапевтические отделения		
Ожидальни, комнаты отдыха	3	2,5
Ванные и душевые	—	5
Раздевальни	По балансу с ванными	1,5
Комнаты укутывания	2	3
То же, тепловых процедур и теплотечения	5	6
Кабинеты гидротерапии, электро- и светолечения	4	5
Кабинет лечения токами высокого и низкого напряжения	2	2
Помещение кварцевого облучения	3	4
Фотарий	2	3
Грязехранилище и регенерация грязи	—	3
Грязевая кухня	—	5
Помещение грязевых процедур	3	4
Механотерапия и массаж	1	2
Рентгеновские отделения		
Кабинет для рентгенодиагностики и рентгенотерапии	5	7
Аппаратная	2	3
Фотолаборатория	2	2
Лаборатории		
Кабинеты исследования	1	3
Средоварка	—	3
Вспомогательные помещения	1	3
Моечная	2	3
Буфетные, хозяйственные, инвентарные, бельевые	—	1
Уборные	—	50 м³/ч на 1 унитаз, 25 м³/ч на 1 писсуар

вредностей. Приток воздуха для этой группы помещений рассчитывается на поглощение теплоизбытков и предусматривается от отдельной приточной камеры.

Подача приточного воздуха, а также вытяжка удаляемого воздуха производятся из верхней зоны помещений. В грязелечебные кабинеты, бассейны регенерации и в помещения для нагрева грязи приток подается в верхнюю зону, а вытяжка организуется из верхней и нижней зоны.

Вентиляция для рентгеновских диагностических кабинетов с аппаратами закрытого типа предусматривается приточно-вытяжная.

Приток во всех случаях подается в верхнюю зону помещения рентгенокабинета и фотолаборатории при нем.

Удаление воздуха из верхней зоны рентгеновского кабинета осуществляется на расстоянии 0,6 м от потолка и из нижней — 0,5 м от пола; из фотолаборатории — из верхней зоны помещения. Кабинеты рентгенотерапии вентилируются аналогично рентгенодиагностическим кабинетам, но с повышенным воздухообменом. Помещения, обслуживаемые отдельными вентиляционными системами (рентгеновские кабинеты и др.), должны иметь дистанционное управление работой агрегатов непосредственно из рабочего помещения.

Аптеки, размещаемые в отдельно стоящих зданиях и занимающие два и более этажа, оборудуются приточно-вытяжной вентиляцией с механическим побуждением. Вентиляция приемной-рецептурной, ассистентской, кофтория, материальной, мойки стерилизационной и санузла выделяется в отдельные вытяжные системы.

Кратности воздухообмена в помещениях для расчета вентиляции указаны в табл. 6.9.

Г. КИНОТЕАТРЫ И КЛУБЫ

При числе мест 600 и более в зрительных залах следует предусматривать создание оптимальных параметров воздушной среды (см. табл. 1.1) в пределах расчетных наружных параметров Б, предусматривая для этой цели в случае необходимости кондиционирование воздуха.

В кинотеатрах до 600 мест круглогодичного действия и в клубах проектируется приточно-вытяжная вентиляция. В зданиях клубов и кинотеатров с печным отоплением устраивается вытяжная вентиляция с естественным движением воздуха без организованного притока. В летних кинотеатрах приточно-вытяжную вентиляцию следует предусматривать только в зрительных залах и киноаппаратных.

Воздухообмены в зрительных залах кинотеатров и клубов надлежит определять по расчету с учетом тепло- и влаговыделений зрителями, но назначать не менее указанных в табл. 6.10.

Тепловыделения и влаговыделения зрителями принимаются по данным п. 2.2.

Теплопоступления от источников электроосвещения в зрительных залах кинотеатров и клубов не учитываются; в фойе и кулуарах теплопоступления учитываются при расположении источников тепла на высоте 4 м от уровня пола и выше в размере 25%, а при расположении источников тепла ниже 4 м от уровня пола в размере 50% установленной мощности. Расчетное количество зрителей для определения обмена воздуха принимается равным количеству мест в зале.

В зрительных залах клубов и кинотеатров круглогодичного действия надлежит проектировать: приточную вентиляцию с механическим побуждением и рециркуляцией воздуха в холодный и переходный периоды года в объеме до 50% объема притока; вытяжную вентиляцию с естественным побуждением, осуществляемую через шахты с устройством вытяжных отверстий в потолке или в верхней зоне зала.

Рекомендуются следующие схемы вентиляции:

а) в залах без балконов на 400 мест — подача в верхнюю или среднюю по высоте зоны со стороны кинопроекционной (рис. 6.7, I);

б) в залах с числом мест более 400 — подача притока: в верхней зоне задней торцевой стороны — сосредоточенными струями (рис. 6.7, II и III) или через приточные решетки в потолке, наклоненные в сторону сцены (рис. 6.7, IV и V), или через плафоны в потолке (рис. 6.7, VI);

в) при наличии балкона дополнительный приток — под потолком балкона через решетки в задней стене в объеме, соответствующем количеству этих мест (рис. 6.7, III и V).

Вытяжные отверстия располагаются: в потолке или в верхней зоне стен у портала сцены, или перед антрактом занавесом. Не допускается располагать вытяжные и рециркуляционные отверстия под балконом над ними.

Таблица 6.10
Кратность обмена воздуха
в помещениях кинотеатров и клубов

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 ч	
	приток	вытяжка
Зрительные залы клубов и кинотеатров	По расчету, но не менее 20 м³/ч наружного воздуха на 1 место в залах	
Фойе в клубах	По балансу	—
	вытяжки из обслуживающих помещений	
» » кинотеатрах	По расчету, но не менее 20 м³/ч на одного человека	
Кинопроекционная, оборудованная кинопроекторами с дуговыми лампами, при экране:		
обычном	700 м³/ч на 1 работающий проектор и, кроме того, 2	2
широком	1400 м³/ч на 1 работающий проектор и, кроме того, 2	2
То же, оборудованная кинопроекторами с лампами накаливания	Не менее 20 м³/ч на одного работающего	
Вестибюль и кулуары кинотеатров и кассовый вестибюль в клубах	По балансу, но не менее 2	—
Кассы кинотеатров	—	—
Вестибюль с гардеробом в клубах	По балансу, но не менее 2	—
Кислотная	—	(Вытяжка из гардероба) 3
Перемоточная	—	2
Аккумуляторные: щелочная	—	3
кислотная	—	10
Электросиловая	—	1
Плакатная мастерская	—	2
Малый зал — аудитория в клубах	По расчету	
Комната для занятий кружков и для отдыха	—	1
Библиотека-читальня	2	2
Спортивный зал	По расчету, но не менее 50 м³/ч наружного воздуха на одного спортсмена и 25 м³/ч наружного воздуха на одного зрителя	
Биллиардная	—	10
Репетиционный зал	2	3
Артистические комнаты	—	1
Раздевальня спортсменов	2	2
Столярная мастерская	—	2
Комната врача	—	1
Уборные	—	100 м³/ч на 1 унитаз, 25 м³/ч на 1 писсуар
Душевые	—	5
Курильня	—	10
Административные помещения	—	2
Буфет	2	3

Подвижность воздуха на уровне голов зрителей не должна превышать:

при $t_{p.з} = 18 \div 21^\circ \text{C}$	0,15 м/сек
> $t_{p.з} = 22 \div 25^\circ \text{C}$	0,25 "
> $t_{p.з} > 25^\circ \text{C}$	0,3 "

Примечание. $t_{p.з}$ — температура воздуха в рабочей зоне.

При расчетах распределения воздуха рекомендуется соблюдение следующих положений:

1) приточный воздух в партер зрительного зала следует подавать через отверстия в стенах на высоте 3—6 м от пола;

2) расстояние от пола до низа приточного отверстия в задней стене балкона или подбалконного прост-

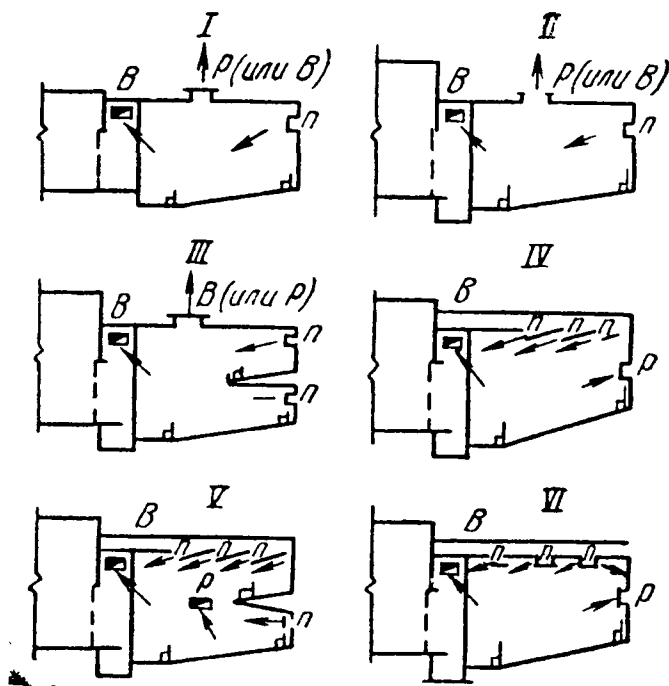


Рис. 6.7. Схемы вентиляции зрительных залов

I—VI — номера схем; П — приток; В — вытяжка; Р — рециркуляция

ранства следует принимать не менее 2,1 м с направлением приточного факела параллельно потолку и установкой решеток с регулирующими лопатками;

3) температура приточного воздуха при выпуске его через отверстия в стенах на высоте до 2 м от пола не должна отличаться от температуры воздуха в этой зоне более чем на 2° , а на высоте более 2 м от пола принимается по расчету.

Рециркуляция воздуха в зимний и переходный периоды года допускается при условии подачи наружного воздуха в объеме не менее $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ на одно зрительское место. В кинотеатрах сезонного действия (летних закрытых) следует предусматривать приточно-вытяжную вентиляцию кинопроекторных и зрительных залов без рециркуляции воздуха.

В фойе с буфетом или в распределительных кулуарах следует проектировать приточную вентиляцию в виде отдельной системы или совмещенной с приточной вентиляцией зрительного зала. Подачу приточного воздуха надлежит производить в среднюю или верхнюю зону (3—3,5 м от пола) в объеме вытяжки из смежных помещений: курильни, санузлов, подсобных помещений, буфета и др., но не менее двукратного обмена.

В вестибюле необходимо проектировать подачу при-

точного воздуха непосредственно (или через фойе и распределительные кулуары) в количестве, превышающем на 10% объем воздуха, удаляемого из смежных помещений.

В аккумуляторных должна проектироваться вытяжная вентиляция с расположением вытяжных решеток при кислотных аккумуляторах в двух зонах так же, как и в кислотной, — под потолком и на высоте 0,3 м от пола. Удаление воздуха следует предусматривать самостоятельным агрегатом во взрывобезопасном исполнении и с выносом электродвигателя из вентиляционного канала на удлиненной оси при установке осевого вентилятора. При щелочных аккумуляторах следует располагать вытяжные решетки только под потолком; вытяжка допускается с естественным побуждением через самостоятельный вентиляционный канал.

В кинотеатрах и клубах со зрительными залами до 200 мест при отсутствии приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением в зрительном зале принимается полуторакратный обмен воздуха, а в остальных помещениях — однократный.

В клубах следует проектировать: а) приточную вентиляцию с механическим побуждением во всех комнатах занятий кружков, гостиных, выставочных залах, помещениях детского сектора, библиотеках и вестибюлях; б) отдельную систему приточной вентиляции, которую допускается совмещать с воздушным отоплением для спортивного зала; при близком расположении спортивного и малого залов (аудитории) оба помещения объединяются общей приточной системой; в) вытяжную вентиляцию с механическим побуждением — из уборных и душевых; г) вытяжную вентиляцию с естественным побуждением из всех остальных помещений клубной части.

В кинопроекторных кинотеатрах и клубов следует проектировать: а) приточную вентиляцию с механическим побуждением и подогревом наружного воздуха в зимний период за счет смешивания его с рециркуляционным воздухом, забираемым из помещения; допускается подача подогретого воздуха от центральной приточной системы с установкой в приточном канале противопожарного клапана; б) вытяжную вентиляцию с механическим побуждением через вытяжные трубы от кинопроекторов с дуговыми лампами, а также через вытяжные решетки из верхней зоны помещения. Естественная вытяжка допускается в отдельных случаях.

Пример решения вентиляции показан на рис. 6.8.

Объединять вытяжные каналы кинопроекторной с вентиляционными каналами других помещений (кроме перемоточной) или прокладывать через кинопроекторную транзитные вентиляционные каналы не разрешается. В административных и прочих обслуживающих помещениях предусматривается вытяжная вентиляция с естественным побуждением и с решетками регулируемого типа, установленными под потолком.

Очистка приточного воздуха для кинотеатров, проектируемых в городах, обязательна.

Д. БАНИ

В банях пропускной способностью до 30 человек в 1 ч рекомендуется устраивать естественную вентиляцию, а пропускной способностью более 30 человек в 1 ч — приточно-вытяжную с механическим побуждением и подогревом приточного воздуха. Приточные системы могут устраиваться отдельными для каждого из основных помещений крупных бань или общие центральные

для всех помещений, кроме дезкамер, для которых проектируется самостоятельная система. Температуру приточного воздуха принимать при раздельных системах:

для мылен	30° С
» раздевален, душевых, ванных	25° С
» остальных помещений	18° С

При общей системе температура приточного воздуха может быть принята: а) 30° С, при этом температуру воздуха в помещениях (кроме мылен и парилен) следует регулировать путем соответствующего уменьшения расчетной поверхности отопительных приборов; б) 18° С, при этом для мылен, раздевален, душевых и ванных следует предусматривать нагрев воздуха до указанных выше температур путем установки подогревателей в соответствующих ответвлениях воздуховодов.

Тамбур-шлюз между помещениями мыльной и раздевальной следует оборудовать притоком от общей системы в размере двух-трехкратного обмена воздуха в 1 ч.

Верх приточных отверстий должен располагаться на расстоянии не более 0,4 м от потолка. Скорость выпуска воздуха из приточных отверстий следует принимать в мыльных, ванных, душевых и раздевальных не более 0,7 м/сек, в остальных помещениях — не более 1,5 м/сек.

Самостоятельные вытяжные системы следует предусматривать для основных помещений бани, санузлов, парикмахерской, для грязного и чистого отделений дезкамеры, а также для административных, вспомогательных и помещений баков, при этом из последних, как правило, вытяжку следует выполнять с естественным побуждением. Вентиляция дезкамеры должна

быть проверена на удаление тепла от оборудования. Дополнительное проветривание дезинфекционных отделений осуществляется отдельным вентилятором для создания 10—12-кратного обмена в 1 ч во время максимальной загрузки дезкамеры. При работе этого вентилятора допускается временное охлаждение помещений.

В помещениях для топки печей-каменок должна, как правило, проектироваться приточно-вытяжная вентиляция с естественным побуждением, рассчитанная на трехкратный обмен воздуха в 1 ч.

Кратности воздухообмена в помещениях бань приведены в табл. 6.11. При отсутствии приточной вентиляции кратность обмена воздуха в 1 ч следует принимать: в раздевальных, мыльных, душевых, парильных, ванных и душевых кабин — 1,5; в парикмахерских, ожидальных-остывочных и административных помещениях — 0,5.

Е. ПРАЧЕЧНЫЕ

Приведенные данные распространяются на проектирование прачечных производительностью до 3000 кг сухого белья в смену. Вентиляция прачечных большей производительности проектируется по особым заданиям с учетом основных положений главы 6.

В домовых прачечных и в прачечных производительностью до 100 кг белья в смену допускается устройство вытяжной вентиляции с естественным побуждением. В прачечных производительностью 100—500 кг следует предусматривать, как правило, приточную вентиляцию с механическим побуждением и подогревом приточного воздуха и вытяжную вентиляцию с естественным побуждением.

В прачечных домового типа производительностью 100—250 кг белья в смену допускается устройство приточной вентиляции путем установки в основных помещениях приточных шкафов, работающих с тепловым побуждением. Вытяжная вентиляция применяется с естественным движением воздуха. В прачечных производительностью 500 кг белья в смену и более следует устраивать механическую приточно-вытяжную вентиляцию.

Отдельные системы вентиляции должны обслуживать следующие помещения или группы помещений: стиральный и сушильно-гладильный цехи, помещения дезинфекционных бучильников и приема грязного белья, сортировочное отделение, помещение для приготовления растворов, лабораторию, санузлы, души и санпропускники, административные помещения.

В помещении сортировки белья должна предусматриваться дополнительно периодически действующая вентиляция кратностью обмена воздуха в 1 ч: по притоку 14, по вытяжке 18.

В замочечном, стиральном и сушильно-гладильном помещениях воздухообмен для прачечных производительностью 100—500 кг белья в смену принимается по кратностям, указанным в табл. 6.12, а для прачечных производительностью более 500 кг белья в смену определяется расчетом из условия поглощения избыточного тепла и влаги с учетом данных табл. 6.13.

В стиральных и гладильных цехах рекомендуется проектировать приточную механическую вентиляцию, работающую в переходный и холодный периоды года, а на теплый период дополнительно устраивать проветривание помещений через фрамуги в верхней и нижней зонах помещения.

Вытяжка воздуха в холодный период проектируется на выдавливание через вытяжные шахты, а в теплый — при помощи осевых вентиляторов.

Таблица 6.11

Кратность обмена воздуха в помещениях бань

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 ч	
	приток	вытяжка
Вестибюль с гардеробом и кассой	По балансу, но не менее 2	1 (из гардероба)
Ожидальня	2	1
Раздевальня	2,5	2
Мыльная (общая и душевая)	8	9
Парильня	—	1
Душевые кабины	10	11
» в банях комбинированного типа	8	9
Ванные кабины	6	7
Тамбуры между мыльной и раздевальной	10	—
Парикмахерская	—	1,5
Сушары	По расчету в зависимости от расходуемой электрической мощности	
Помещение для баков	—	0,5
Административные помещения	1	1
Помещения персонала	1	1
Дезинфекционное отделение:		
чистое	6	2
грязное	2	6
Уборная	—	50 м³/ч на 1 унитаз, 25 м³/ч на 1 писсуар
Кладовые	—	1
Мастерские бытового обслуживания	1	1

Таблица 6.12

Кратность обмена воздуха в помещениях прачечных

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 ч	
	приток	вытяжка
<i>Прачечные производительностью 500 кг сухого белья в смену и более</i>		
Ожидальня для сдающих белье	2	1
Помещение приема грязного белья	3	4
То же, сортировки грязного белья	3,5	4,5
То же, хранения грязного белья	2	3
Ожидальня цеха приема белья	7	6
Стиральный цех	По расчету, но не менее 10 13	
Помещение хранения стиральных материалов	1	1
Помещение приготовления стиральных растворов	2	3
Централизованный реверс Лаборатория	1 4	1 6
Сушильно-гладильный цех	По расчету, но не менее 4 6	
<i>Дезинфекционное отделение</i>		
Помещение для разборки чистого белья	1	1
Ожидальня для получающих белье	2	—
Хранение и выдача чистого белья	1	1
Помещение баков	—	0,5
Административные помещения	—	1
Санузлы	—	50 м³/ч на 1 унитаз, 25 м³/ч на 1 писсуар
<i>Прачечные производительностью 100—500 кг сухого белья в смену</i>		
Замочечное помещение	4	5
Стиральное »	6	7
Сушильно-гладильное »	4	5
<i>Прачечные с печным отоплением</i>		
Стиральное помещение	—	1,5
Сушильно-гладильное помещение	—	2
Остальные помещения	—	0,5

Подачу приточного воздуха рекомендуется осуществлять через приточные отверстия во всех помещениях (кроме стиральных и сушильно-гладильного цеха) только в верхнюю зону; в стиральных и сушильно-гладильном цехе — в рабочую зону на высоте 1,5—1,7 м от пола и в верхнюю зону с учетом ограничения подвижности воздуха в рабочей зоне до 0,2 м/сек.

В сортировочном отделении приточный воздух должен подаваться при помощи патрубков в рабочую зону. Скорость выпуска воздуха должна составлять:

в верхней зоне не более 1,5 м/сек
» рабочей » 0,7

Приточные решетки применяются с регулировочными клапанами.

Таблица 6.13

Тепло- и влаговыделения от технологического оборудования прачечных

Наименование	Влаговыделения в кг/ч	Тепло в ккал/ч	
		явное	скрытое
Бак для приготовления стиральных растворов емкостью в л:			
110	0,9	160	560
370	2,1	460	1300
Стиральная машина емкостью в кг белья:			
5	0,25	550	150
10	0,5	1 000	300
25	1	1 900	630
50	1,6	2 450	1 000
100	3,1	3 800	1 900
Сушильный барабан емкостью 25 кг белья в смену	—	4 500	—
Сушильно-гладильная машина производительностью в кг/смену:			
250	13	10 000	8 000
500	22,5	17 000	15 000
1000	45	28 000	28 000
1500	52,5	32 400	38 000
Гладильный пресс	2,4—3,2	2 100—2 800	1 500—2 000
Электрический утюг мощностью 600 вт	0,3	410	190
Полоскательная машина производительностью в кг/смену:			
850	2,5	—	1650
600	2	—	1350
Бучильник дезинфекционный емкостью в кг:			
80—100	2,8	750	1800
40—50	2,5	560	1600
То же, прикорытный емкостью 8—10 кг	1,1	290	700
Замочечный чан емкостью 100 кг	0,6	—	360
Стиральное корыто	3,4	390	2100
Мокрое белье на 100 кг *	5	900	3100

* Температура мокрого белья условно принимается 40° С, теплоемкость — 0,45 ккал/кг · град. Явное тепло составляет 0,45 (40—20) = 9 ккал/кг.

Разность температур приточного воздуха и рабочей зоны не должна быть более 5°.

Вытяжные решетки следует располагать на расстоянии 0,4 м от потолка, а в цехах приемки и разборки грязного белья — на высоте 0,2—0,3 м над полом. Скорость движения воздуха в вытяжных решетках не должна превышать 2 м/сек. В сортировочном отделении рекомендуется устанавливать напольные вытяжные патрубки у мест разборки грязного белья. Кроме того, для проветривания верхней зоны проектируются вытяжные шахты.

Извлечение воздуха из помещений с влажным режимом следует осуществлять по асбестоцементным каналам, заложенным в толщу внутренних стен. Устройство каналов непосредственно в толще кирпичной кладки не допускается. Горизонтальные вытяжные каналы из помещений с влажным режимом прокладываются с уклоном 0,01 в сторону движения воздуха; из каналов и кожухов вентиляторов предусматривается отвод конденсата.

Приставные каналы в помещениях с повышенной влажностью и вытяжные каналы в холодных помещениях, по которым перемещается воздух, удаляемый из влажных помещений, выполняются по указаниям

п. 13.1 «Б». Над каландрами и гладильными прессами устраиваются зонты или иные укрытия, рассчитанные на скорость движения воздуха в нижнем (наибольшем) сечении 0,3—0,5 м/сек. Местные отсосы от сушильно-гладильных машин и сушильных шкафов, а также вытяжную вентиляцию в помещении дезинфекционных бучильников следует осуществлять самостоятельными системами, не связанными с системой общей вытяжки. Скорость движения воздуха в открытом сечении укрытий принимается 0,8 м/сек.

В дезинфекционных отделениях следует предусматривать дополнительную вытяжку для создания во время пиковых нагрузок 10—12-кратного обмена воздуха в 1 ч.

Кратности воздухообмена в помещениях прачечных приведены в табл. 6.12.

Ж. МАСТЕРСКИЕ ХИМИЧЕСКОЙ ЧИСТКИ

В мастерских химической чистки следует предусматривать приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением.

Производственные процессы в мастерских заключаются в обезжиривании, выводке пятен, пропаривании и глажении обрабатываемых вещей.

Основными вредностями в цехе химчистки являются теплоизбытки, повышенная влажность и газовые выделения химикатов.

Вентиляция проектируется из расчета обеспечения в помещениях требуемых нормами внутренних условий в холодное время года при расчетных нормативных параметрах Б, в теплое время при параметрах А.

Вытяжная вентиляция применяется комбинированная: общеобменная с удалением из помещения воздуха в зонах выделяющихся вредностей и местными отсосами от станков и укрытий над установленным оборудованием. В помещении для машины обезжиривания общую вытяжку следует предусматривать в двух зонах: из нижней 80% и из верхней 20% расчетного количества. В помещении для пятновыводных станков общую вытяжку следует осуществлять из нижней зоны, а от станков предусматривать местные отсосы.

Над паровыми манекенами устраиваются местные отсосы в виде завес из органического стекла. При этом выделение вредностей следует принимать: в помещении 40% общего расчетного количества и удаление под завесу 60%.

Количество выделяемого тепла от оборудования определяется по установленной мощности с учетом коэффициента одновременности 0,5.

При расчете тепловыделений от паровых манекенов следует учитывать, что каждый манекен снабжен вентилятором производительностью 3000 м³/ч и калорифером.

При работе манекена 30 мин в течение 1 ч нагретый до 70°С воздух в количестве 1500 м³/ч поступает через проглаживаемую форму в цех. Количество вносимого в помещение тепла от одного манекена следует принимать с учетом коэффициента загрузки 0,83. Коэффициент одновременности работы манекенов принимается 0,4.

Тепло- и влаговыделения от работающих следует принимать по данным п. 2.2, а количество влаги от оборудования следующим:

от парового пресса	6 кг/ч
» » манекена	10 »
» гладильных форм	2 »

При расчете влаговыделений от паровых прессов

следует учитывать коэффициент одновременности работы 0,4.

Газовые вредности и количество их определяются технологическими данными в зависимости от применяемых в процессах чистки химикатов.

В качестве ориентировочных исходных данных (которые при проектировании должны уточняться) о выделениях растворителей и потребляемой мощности оборудования можно пользоваться данными табл. 6.14 и 6.15, рассчитанными для химчистки производительностью до 200 кг сухих вещей в смену при одной обезжиривающей машине. При иной производительности химчисток или установке другого оборудования данные, приведенные в табл. 6.14 и 6.15, должны быть соответственно изменены.

Таблица 6.14

Выделение газовых вредностей в мастерской химчистки производительностью 200 кг/смену

Растворитель	Выделение газовых вредностей в г	
	за смену	за 1 ч
Ацетон	30	4,3
Скипидар	180	25,7
Бензин	1500	214
Перхлорэтилен	600	86
Спирт этиловый	350	50
Хлороформ	30	4,3
Серный эфир	30	4,3

Таблица 6.15

Комплект оборудования для мастерской химчистки производительностью 200 кг/смену

Оборудование	Количество	Установочная мощность в кВт
Машины для обезжиривания	1	6,2
Манекены паровые для отделки:		
брюк	2	0,5
пиджаков, пальто, платья	2	0,8
Прессы паровые для отделки вещей	5	0,8
Гладильные формы	2	—
Гладильный стол	1	0,8
Пятновыводной станок	2	—

Оборудование со значительным выделением вредностей — машина для обезжиривания и пятновыводные станки — следует устанавливать в особом помещении, отдельно от прочего оборудования — паровых прессов и гладильных форм.

Для предварительных ориентировочных расчетов допустимо принимать в среднем в зимний период 16—17-кратный воздухообмен производственных помещений в 1 ч.

3. ПРЕДПРИЯТИЯ КУЛЬТУРНО-БЫТОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ НАСЕЛЕНИЯ

Вентиляция этих помещений принимается вытяжная, как правило, с местным притоком. Кратности воздухообмена приведены в табл. 6.16. При однократном обмене вентиляция предусматривается с естественным движением воздуха; при больших кратностях — с механическим побуждением.

В парикмахерских воздухообмен следует принимать по табл. 6.16. В помещении сушарной предусматривается вытяжная вентиляция с искусственным побуждением.

Таблица 6.16

Кратность обмена воздуха
в помещениях культурно-бытового обслуживания населения

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 ч	
	приток	вытяжка
Ателье для шитья одежды		
Цех шитья	Подоконный	4
» утюжки	3	4
Прочие помещения	Подоконный	1
Фотоателье		
Лаборатория	—	2
Помещение сушки и промывки	—	2
» съемочного павильона	Подоконный	2
Прочие помещения	—	1
Почтово-телеграфные отделения		
Операционные залы	Подоконный	2
Прочие помещения	—	1
Библиотеки		
Книгохранилища	—	1
Читальные залы	Подоконный	2
Абонемент	»	1
Пункты приема белья		
Помещение сдачи грязного белья	2	—
Помещение разборки белья	3	4
» чистого »	1	1
Парикмахерская		
Рабочий зал	2	3
Зал ожидания	1,5	2
Помещения для сушки белья	—	Местные отсосы
Прочие помещения	—	1
Сушары	По расчету, исходя из избытков тепла	
Ремонтные мастерские		
Обуви	1,5	2
Часов, радио, металлоизделий	2	3

Плиты для варки сургуча в почтовых отделениях устанавливаются в шкафовых укрытиях. Местный отсос устраивается из расчета скорости движения воздуха в рабочем проеме укрытия 0,3 м/сек.

И. МАГАЗИНЫ

Приводимые данные распространяются на новые и реконструируемые магазины с числом рабочих мест до 75. В торговых залах крупных магазинов с числом рабочих мест 75 и более должны поддерживаться оптимальные условия воздушной среды путем устройства кондиционирования воздуха.

При числе рабочих мест в магазине 10 и более, а в магазинах с самообслуживанием с количеством рабочих мест контролеров-кассиров три и более надлежит предусматривать механическую приточно-вытяжную вентиляцию. При меньших количествах рабочих мест предусматривается только вытяжная вентиляция без организованного притока.

Воздухообмен в торговых залах в летний и зимний периоды определяется расчетом для совместного поглощения избытков тепла и влаги с проверкой на растворение углекислого газа, но не должен приниматься менее 20 м³/ч на одного человека (продавца и покупателя). Число покупателей при расчете воздухообмена определяется из расчета 1,35 м² площади зала на одного человека, а число продавцов — из расчета длины фронта рабочего места: в продовольственных магазинах — 2 м, в промтоварных — 2—3 м.

Тепло- и влаговыделения людьми определяются в зависимости от расчетной температуры внутреннего воздуха согласно п. 2.2. Тепло- и влаговыделения посетителями определяются по строке «Легкая работа»; а персоналом — по строке «Работа средней тяжести». Выделение углекислоты CO₂ исчисляется по общему числу покупателей и продавцов из расчета выделения одним человеком в среднем 23 л CO₂ в 1 ч независимо от времени года. Максимальное допустимое содержание CO₂ в воздухе торговых залов принимается 2 л/м³. Для расчета воздухообмена рекомендуется содержание CO₂ в наружном воздухе принимать в черте города 0,5 л/м³, в загородной зоне 0,4 л/м³.

Вытяжную канальную вентиляцию с естественным побуждением воздуха следует проектировать во встроенных в другие здания магазинах с малым посещением — парфюмерных, головных уборов, меховых, ювелирных, спортивного инвентаря, радио- и фотопринадлежностей, музыкальных инструментов, мебели, канцелярских принадлежностей, цветов. Объемы удаляемого воздуха при этом должны соответствовать данным табл. 6.17 и обеспечиваться при температуре наружного воздуха 0°.

Вытяжная вентиляция с механическим побуждением является обязательной для всех магазинов другого назначения.

При наличии приточно-вытяжной вентиляции приток в неохлаждаемые кладовые должен определяться по балансу вытяжки из кладовых с подачей воздуха в коридор при кладовых или в помещение для приемки товаров.

Уборные и душевые должны быть оборудованы самостоятельной вытяжной вентиляцией.

Системы вентиляции магазинов, встроенных в жилые или общественные здания, должны быть самостоятельными, объединение их с другими вентиляционными системами здания не допускается.

В витринах магазинов должна предусматриваться вентиляция наружным воздухом (без подогрева или с подогревом при совмещении с воздушным отоплением). Для защиты оконных витрин магазинов от обмерзания рекомендуется применение следующих конструкций витрин:

а) при сухих товарах — витрины с выставкой товаров между стеклами и с загрузочной герметичной дверкой в межстекольном пространстве минимального размера 1,5×0,6 м со стороны входного тамбура; допускается одинарное остекление наружной рамы с отверстиями в нижней ее части диаметром 15—20 мм с шагом 0,3—0,5 м и герметизация внутренней рамы; возможна замена отверстий в раме двумя — четырьмя отверстиями, закрытыми решетками, в кладке стены — снизу или по бокам витринного окна;

б) при товарах, выделяющих влагу (витрины с выставкой товаров со стороны торгового зала), остекленные рамы должны быть двойные с расстоянием между стеклами не более 150 мм. В раме, открывающейся наружу для очистки стекла, следует предусматривать отверстия диаметром 15—20 мм с шагом 0,3—0,5 м или

Таблица 6.17

Кратность обмена воздуха в помещениях магазинов

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 ч		
	приток	вытяжка	по вытяжке при отсутствии притока
Торговые залы магазинов:			
продовольственного	} По расчету		1,5
мясорыбного			1,5
промтоварного			1,5
Помещение для обработки промышленных товаров	1	1	1
Утюжно-переделочная мастерская	1,5	2	1,5
Разрубочная мясо-рыбных товаров	3	4	1,5
Фасовочная мясо-рыбных товаров	1	1,5	1
Помещение для обработки прочих продовольственных товаров	1	1,5	1
Моечная инвентаря и тары	4	6	1,5
Фасовочная	1,5	2	1
Приемочная	2	1	1
Кладовые неохлаждаемые:			
для хлеба	—	0,5	0,5
бакалейных продуктов	—	0,5	0,5
гастрономических продуктов	—	1	1
рыбных товаров	—	1	1
овощей	—	1	1
промтоваров	—	0,5	0,5
обуви	—	1,5	1,5
парфюмерных товаров	—	1	1
табачных изделий	—	1	1
Кладовые охлаждаемые:			
для фруктов, овощей и ягод	4*	4*	—
для квашений и солений	4*	4*	—
Душевые	—	5	5
Раздевалки при душевых	По балансу душевых	—	—
Санузлы	—	50 м³ на 1 унитаз, 25 м³ на 1 писсуар	—
Гардероб, комната персонала, инвентарная, бельевая	—	1	0,5
Конторские помещения	—	1	0,5
Магазины продовольственные, промтоварные и универмаги	—	—	1,5
Машинное отделение холодильной станции при установке фреоновых компрессоров с часовым объемом, описываемым порциями, 1—25 м³/ч	—	3	3**

* В сутки.

** При наличии двери или окна площадью не менее 1 м², открывающихся наружу, вентиляция может не предусматриваться.

этой цели в случае необходимости кондиционирования воздуха. В столовых, кафе и закусочных при общем числе посадочных мест 100 и более, а в ресторанах при общем числе посадочных мест 50 и более устраивается приточно-вытяжная вентиляция с механическим побуждением и подогревом приточного воздуха. При меньшем числе посадочных мест в тех же предприятиях, а также в закусочных-автоматах и домашних кухнях допускается устройство вытяжной вентиляции с механическим побуждением без организованного притока. В домашних кухнях вентиляция рассчитывается по аналогии с кухнями столовых.

Самостоятельные приточные системы следует предусматривать: для торговых залов, буфетов, раздаточных, сервизных, кухонь и горячих кондитерских цехов, охлаждающих камер и прочих вспомогательных помещений.

Самостоятельные вытяжные системы необходимо предусматривать: для торговых залов и прилегающих помещений, для моечных, кухонь и горячих кондитерских цехов, для вспомогательных, производственных и административных помещений, для душевых и уборных, для камер пищевых отходов.

Для отвода вредных веществ непосредственно от мест их выделения и уменьшения воздухообмена следует предусматривать устройство местных отсосов, укрытий, завес, зонтов, кольцевых воздуховодов над варочными котлами, кондитерскими печами и мойками. Над кухонными плитами должны укладываться кольцевые воздуховоды со шторками (или без них) или завесы с устройством вытяжки из верхней их части. На рис. 6.9 показано рекомендуемое устройство кольцевого воздуховода для вытяжки над плитой. Завесы должны проектироваться или из армированного стекла, или из другого некорродирующего материала. Вытяжку из-под завес допускается присоединять отдельными воздуховодами к системам, удаляющим воздух из верхней зоны помещений.

Приточные системы допускается объединять: для производственных помещений и торговых залов ресторанов с числом посадочных мест от 50 до 100 и столовых с самообслуживанием на 100—150 мест. При большем числе мест должны проектироваться отдельные приточные системы для обеденных залов и прилегающих к ним обслуживающих помещений, вестибюлей и других помещений торговой части, для кухонь, кондитерских, моечных, заготовочных и других помещений производственной группы.

Вытяжную вентиляцию без организованного притока допускается устраивать для предприятий общественного питания с количеством посадочных мест:

1) до 50 (для ресторанов до 25) — одной системой с механическим побуждением для всех производственных помещений;

2) от 50 до 100 (для ресторанов от 25 до 50) — отдельными системами с механическим побуждением для помещений производственной группы (кухонь, заготовочных, разделочных, кондитерских, моечных, включая местные отсосы), торговых залов с обслуживающими помещениями (буфетной, раздаточной, хлебозерской и т. п.), гардероба и остальных подсобно-вспомогательных помещений, санузлов отдельными каналами с объединением в сборный короб перед вентиляционным агрегатом.

Воздухообмены в торговых залах рассчитываются по тепло- и влаговыведениям:

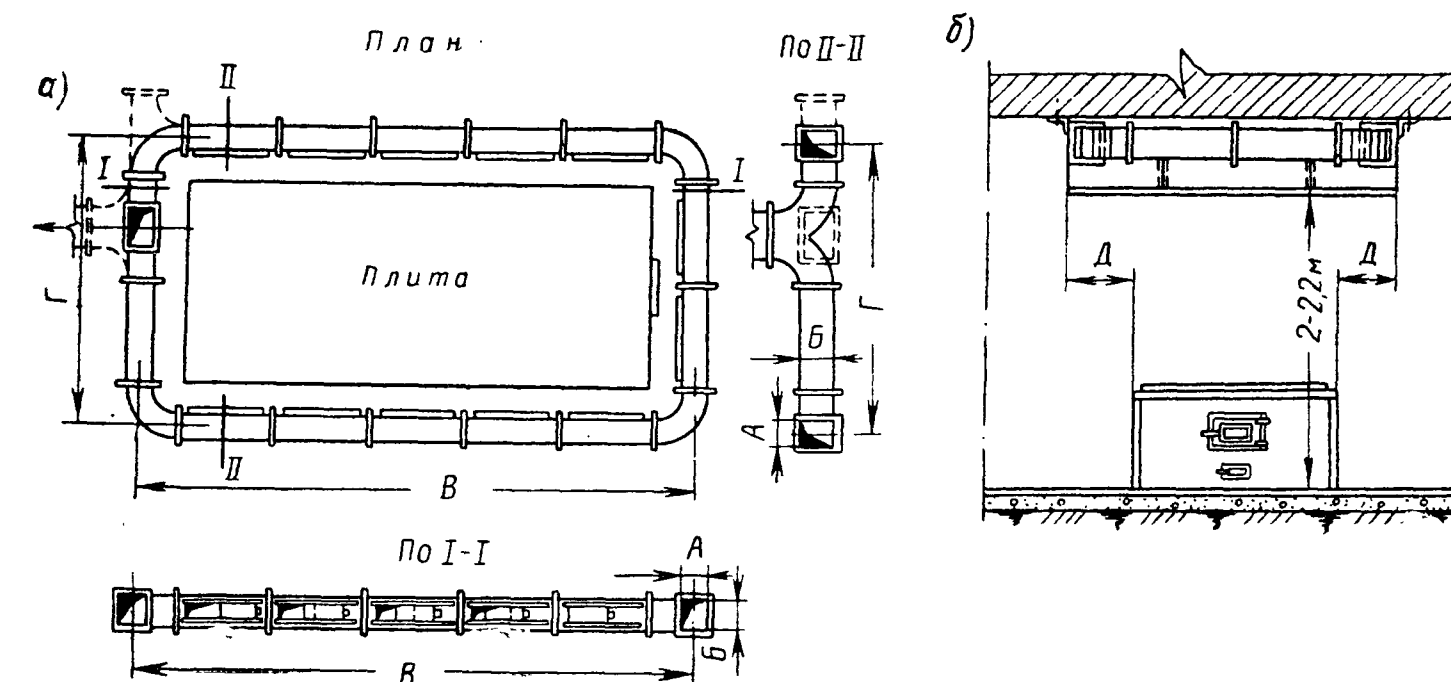
а) от посетителей и обслуживающего персонала (см. п. 2.2);

б) от технологического оборудования (табл. 6.18);

стелевидные продухи с жалюзийными решетками. Заделку внутреннего стекла в раму следует выполнять герметично с применением резиновых прокладок.

К. ПРЕДПРИЯТИЯ ОБЩЕСТВЕННОГО ПИТАНИЯ

В залах столовых при числе посадочных мест от 250 и более, а также в обеденных залах ресторанов I разряда должны поддерживаться оптимальные условия воздушной среды (см. табл. 1.1) в пределах расчетных наружных параметров Б путем устройства для



Размеры плит и кольцевых воздуховодов над ними

Наименование	Размеры в мм							
	плиты			воздуховода				
	длина	ширина	высота	А	Б	В	Г	Д
Плита огневая заводского изготовления:								
№ 1	3950	1750	800	400	400	4400	2400	575
№ 21	2476	1306	800	300	400	3050	1750	372
№ 19	1740	860	800	200	400	2050	1360	350
Плита газовая:								
ПГР-1	2220	1455	850	300	400	2650	1750	297
ПГР-3м	1550	760	830	200	400	2050	1360	400

Рис. 6.9. Устройство кольцевого воздуховода над кухонной плитой

а — кольцевой воздуховод; б — общий вид устройства воздуховода со шторкой над плитой

в) от солнечной радиации в дневное время при температуре наружного воздуха 10°C и выше;

г) от искусственного освещения в вечернее время;

д) от остывающей пищи; при этом тепловыделения определяются по формуле

$$Q = \frac{0,85 \cdot 0,8 (70 - 40)}{\tau} n = 20,4 \frac{n}{\tau} \text{ ккал/г},$$

где 0,85 — средний вес всех блюд, приходящихся на одного обедающего, в кг;

0,8 — средняя теплоемкость блюд в ккал/кг;

70 — средняя начальная температура блюд, поступающих в зал, в град;

40 — средняя конечная температура блюд в момент потребления в град;

n — число мест в зале;

τ — продолжительность обеда для одного посетителя; в ресторанах τ=1 ч, в столовых без самообслуживания τ=0,5 ч, в столовых с самообслуживанием τ=0,3 ч.

При пользовании табл. 6.18 тепло- и влаговыведения от нескольких варочных котлов следует учитывать коэффициент 0,8. Тепловыделение от плит в табл. 6.19 определено при 60% поверхности, свободной от посуды. Коэффициент одновременности работы оборудования принимается:

для столовых и кафе 0,8
» ресторанов 0,7

При устройстве местных отсосов от плит влаговыведения от них не учитываются.

Для упрощения расчетов можно пользоваться вычисленными данными количества тепла от остывания горячих блюд, приходящегося на одного посетителя с учетом продолжительности обеда:

в ресторанах $Q_{г.п} = 6,8 \text{ ккал/ч}$
» столовых без самообслуживания $Q_{г.п} = 13,4$
в столовых с самообслуживанием $Q_{г.п} = 22$

Явное количество тепла, передаваемое конвекцией и излучением, составляет $\frac{1}{3}$ полного количества выделяемого пищей тепла, а $\frac{2}{3}$ тепла расходуется на испарение влаги.

Количество влаги, выделяющееся при остывании горячей пищи, определяется по числу посадочных мест с учетом продолжительности обеда на одного посетителя:

в ресторанах $G_{г.п} = 0,022 \text{ кг/ч}$
» столовых без самообслуживания $G_{г.п} = 0,044$
в столовых с самообслуживанием $G_{г.п} = 0,074$

Расчетная температура воздуха в рабочей зоне торговых залов принимается в холодный период года

Таблица 6.18

Тепло- и влаговыведения оборудованием предприятий общественного питания

Источник тепло- и влаговыведений	Единица измерения	Тепловыведения в ккал/ч		Влаговыведения в кг/ч
		явное тепло	скрытое тепло	
Плиты:				
дровяные	1 м ² горячей горизонтальной поверхности	3 500	—	—
для топки нефтью (мазут)	То же	10 000	—	—
то же, газом	»	7 200	—	—
» углем	»	15 000	—	—
Электроплиты	»	4 500	—	—
»	% установленной мощности	50	—	—
Газовые плиты:				
8-конфорочные	1 плита	13 500	—	—
12-конфорочные	То же	20 000	—	—
16-конфорочные	»	27 000	—	—
Варочные котлы емкостью в л:				
40	1 котел	1 100	3 000	4
60	То же	1 400	4 000	5
125	»	1 700	6 270	10
250	»	2 300	10 000	16
400	»	3 200	14 500	23
600	»	4 300	24 500	29
800	»	5 000	30 000	48
Мармит	1 м ² горизонтальной поверхности	1 300	—	—
Паровой шкаф	То же	2 500	—	—
Кондитерская печь	1 м ² внешней поверхности	500	—	—
Кипятильник высотой 1,8 м и диаметром 0,5 м	1 кипящий	2 000	—	—
Продукты, обрабатываемые на плитах	кг/ч	—	250	0,4
Паропроводы	На 1 кг расходуемого пара	25	—	—
Электрические аппараты (кроме кухонных плит)	% установленной мощности	30	—	—
Посетители	Один человек	В зависимости от расчетной температуры		
Работающие в торговых залах	То же	То же		
Горячая пища	1 кг	По расчету		

Воздухообмены в горячих кухонных и кондитерских цехах рассчитываются также по тепло- и влаговыведениям, при этом тепловыведения от обрабатываемых продуктов в кондитерских цехах (по весу выпеченных изделий) определяются по формуле

$$Q = Gc(t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}) \text{ ккал/ч,}$$

где

G — вес остывающего продукта в кг;

c — теплоемкость остывающего продукта в ккал/кг × град (рекомендуется принимать в пределах 0,4—0,5);

$t_{\text{нач}}$ и $t_{\text{кон}}$ — начальная и конечная температуры остывающего продукта в град; рекомендуется принимать $t_{\text{нач}} = 110^\circ \text{C}$, а $t_{\text{кон}}$ равной температуре воздуха в помещении.

Расчетная температура воздуха в рабочей зоне горячих цехов принимается: в холодный период 22°C (в исключительных случаях до 25°C), в теплый период согласно указаниям СНиП II-Г.7-62.

Таблица 6.19

Ориентировочное количество воздуха, удаляемого из горячих цехов, на единицу установленного оборудования

Наименование оборудования	Количество воздуха в м ³ /ч	Примечание
Кипятильники:		
емкостью 600 л	800	Без вытяжки над оборудованием
» 400 »	650	
паровой	1000	То же
Котлы пароварочные емкостью в л:		
250	650	
125	450	
Мармит паровой	900	При наличии вытяжки над плитой
Печь шашлычная	1250	
Плиты на дровяном топливе:		
№ 1	4000	
№ 21	2000	При наличии вытяжки над плитой
№ 19	1000	
Плита газовая ПГР-1	1700	
Шкаф электрокондитерский	1500	
Электрокотел емкостью 60 л	1000	
Электросковорода	500	
Электрошкаф ШК-2	1500	
Электроплита ЭП-2	2500	
Печь кондитерская	3000	

16—20°С, в теплый период не более чем на 5° выше расчетной температуры наружного воздуха.

Температура приточного воздуха принимается в теплый период года равной расчетной наружной температуре для параметров А, а в холодный период для торговых залов — не менее 14°С.

В остальные производственные помещения (кроме кухонь, кондитерских и моечных), а также во вспомогательные, складские и административные помещения подача приточного воздуха может осуществляться в прилегающий коридор или непосредственно в вентилируемые помещения. Температура приточного воздуха в зимний период должна быть равна 16°С.

Приток воздуха в горячих цехах и в мойках должен быть в рабочую зону.

Удаление воздуха производится частью непосредственно из обеденного зала и не менее 50% через кухонный и другие горячие цехи. Температуру воздуха, уходящего из верхней зоны, определяют с учетом градиента температуры 1,3° на каждый метр высоты сверх 1,5 м.

Таблица 6.20

Доля тепла, удаляемого с отсасываемым воздухом, и температура удаляемого воздуха

Наименование местного отсоса	Над плитами		Над варочными котлами	
	доля тепла, удаляемого с отсасываемым воздухом от общих тепловыведений, в %	температура удаляемого воздуха в град	доля тепла, удаляемого с отсасываемым воздухом от общих тепловыведений, в %	температура удаляемого воздуха в град
Завеса с сосредоточенной вытяжкой	80	45	80	85
Кольцевой воздуховод	60	45	—	—
Полное укрытие	—	—	90	—

Таблица 6.21
Кратности обмена воздуха
в помещениях предприятий общественного питания

Наименование помещений	Кратность обмена воздуха в 1 ч		Кратность обмена воздуха в 1 ч по вытяжке при отсутствии притока
	по притоку	по вытяжке	
Торговые залы, включая буфет	По расчету		3
Кухня и кондитерский цех (горячий)	То же, с превышением вытяжки над притоком не менее чем на 2 кратности		—
Раздаточная	1	—	—
Сервизная	3	4	2
Моечные посуды и тары	4	6	2
Кондитерский цех (холодный)	1,5	1,5	1
Помещение для резки хлеба	—	1	0,5
Мясные, рыбные и овощные заготовочные и холодно-заготовочная	3	4	2
Кладовые хлеба, напитков, кондитерских изделий, овощей и сухих продуктов	—	0,5	0,5
Кладовая солений и кислой капусты	—	2	2
Склад тары, инвентарная и бельевая	—	1	0,5
Вестибюль	2	—	—
Гардероб при вестибюле, комната врача, административно-канторские помещения	—	1	1
Умывальни для посетителей	—	0,5	0,5
Прием термосов	2	—	—
Экспедиция	—	1	—
Остывочные	—	0,5	0,5
Хранение полуфабрикатов	1	1,5	—
» термосов	—	1	—
Мучные	—	1	—
Гардманже	2	3	2
Производство мороженого	—	1	—
Утилизация овощей и отходов	4	6	—
Помещения для мусора, костей и отходов	—	10	5
Квасоварня	—	3	—
Лаборатория	2	3	—
Душевые	—	5	5
Раздевальни при душевых	По балансу душевых		—
Санузлы	—	50 м³/ч на 1 унитаз; 25 м³/ч на 1 писсуар	—
Курительная	—	10	10
Машиноотделение фреоновой установки:			
группа Б — для машин с часовым объемом, описываемым поршнями, 25—150 м³/ч	2	5	5
группа В — для машин с часовым объемом, описываемым поршнями, 1—25 м³/ч	—	3	3
Аккумуляторная	—	10	10

Температура приточного воздуха принимается по расчету, но не менее 12°С при условии отсутствия непосредственного воздействия приточного воздуха на людей.

В горячих цехах и в мойках кроме местных отсосов рекомендуется предусматривать общую вытяжку из верхней зоны в объеме не менее двукратного обмена воздуха помещения в 1 ч, при этом суммарный объем вытяжки должен быть не менее требуемого по расчету на ассимиляцию тепла и влаги.

При этом температуру воздуха, удаляемого из верхней зоны горячих цехов, следует определять с учетом градиента температуры 1,5° на каждый метр высоты сверх 1,5 м, причем температура его не должна превышать 32—40°С.

Для ориентировочных расчетов количество воздуха, удаляемого из горячих цехов, следует принимать по табл. 6.19.

Определение доли тепла, удаляемого с отсасываемым воздухом при разных видах местных отсосов от оборудования, и температуры удаляемого воздуха производится по табл. 6.20.

При расчете вытяжки от завес следует принимать, что относительная влажность воздуха под завесой над варочными котлами не должна превышать 80%. Вытяжку над местами ручной мойки посуды надлежит рассчитывать исходя из создания 8-кратного обмена воздуха в помещении в 1 ч. Местные отсосы от моек рекомендуется принимать в объеме:

камерной 500 м³/ч
 конвейерной 1000 .

Допускается подключение местных отсосов от укрытий над оборудованием к общеобменной вытяжной вентиляционной камере.

Отказ от устройства приточной вентиляции в торговых залах должен быть обоснован.

Расчетное количество воздуха определяется при вытяжной вентиляции (без притока) по кратности обмена воздуха в помещении (табл. 6.21), при приточно-вытяжной вентиляции в помещениях с избыточными тепло- и влаговыведениями — по полному теплосодержанию воздуха, а в остальных помещениях — по кратности обмена. Рециркуляция воздуха в торговых залах и в производственных помещениях не допускается. Фрамуги независимо от наличия вентиляции надлежит предусматривать в количестве 50% оконных проемов всех производственных помещений и торговых залов.

Л. ОХЛАЖДАЕМЫЕ КАМЕРЫ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ПРЕДПРИЯТИЙ ОБЩЕСТВЕННОГО ПИТАНИЯ И ПРОДОВОЛЬСТВЕННЫХ МАГАЗИНОВ

В предприятиях общественного питания и в охлаждаемых камерах магазинов, предназначенных для хранения фруктов и овощей, должно предусматриваться устройство приточно-вытяжной вентиляции. Другие охлаждаемые камеры допускается проектировать без устройства приточно-вытяжной вентиляции.

Приточная вентиляция с механическим побуждением без подогрева воздуха может использоваться для охлаждения камер непосредственно наружным воздухом при его температуре от —6°С и ниже. Забор наружного воздуха для вентиляции охлаждаемых камер производится на высоте не менее 3 м от уровня земли.

Вытяжная вентиляция охлаждаемых камер осуществляется под давлением за счет подпора, создаваемого приточной вентиляцией. Выброс воздуха из камер производится в отдельно стоящих зданиях на высоте не менее 2 м от уровня земли, в многоэтажных зданиях — по внутренним каналам выше кровли здания. Отверстия вытяжных и приточных шахт снабжаются неподвижными жалюзийными решетками и в отдельно стоящих зданиях располагаются не менее чем в 3 м одно от другого, а также от вытяжных и приточных отверстий других вентиляционных устройств. Отверстия

не должны устраиваться ближе 0,7 м от открывающихся частей окон и дверей.

Вытяжные и приточные отверстия в охлаждаемых камерах должны быть защищены проволочными сетками с ячейками размером 5×5 мм.

Вентиляция машинных отделений холодильных установок предусматривается вытяжная с самостоятельными каналами.

При фреоновых компрессорах вытяжка с естественным побуждением воздуха из нижней зоны осуществляется через каналы в кирпичных стенах или вентиляционные блоки с удалением воздуха через вытяжную шахту, снабженную дефлектором.

При наличии в машинном отделении наружной двери или выходящего наружу окна площадью для холодильных установок группы Б не менее 2 м², а для группы В не менее 1 м² вентиляция может не проектироваться (см. табл. 6.21).

При аммиачных компрессорах вытяжка осуществляется с механическим побуждением. Должна предусматриваться дополнительная аварийная вытяжная вентиляция при помощи самостоятельной установки. Проектирование производится по специальным техническим условиям.

6.5. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ КАНАЛЫ И ШАХТЫ

А. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ КАНАЛЫ

Вытяжные каналы могут устраиваться: во внутренних кирпичных стенах; в специальных вентиляционных блоках; за счет использования пустот внутренних стен из крупных блоков; в виде приставных и подвесных каналов у внутренних стен, перегородок и перекрытий; прокладкой во внутренних пустотах кирпичных стен асбестоцементных каналов.

Размещение вентиляционных каналов в наружных стенах не разрешается. У наружных стен в отдельных случаях допускается располагать приставные каналы с устройством воздушной прослойки 50 мм между внутренней поверхностью стены и стенкой канала.

Размеры каналов в кирпичных стенах даны в табл. 14.4. Наименьший допустимый размер каналов 130×140 мм. Минимальная толщина перегородок между каналами одного назначения и внешних стенок каналов 120 мм. Минимальная толщина перегородок между приточными и вытяжными каналами 250 мм. Расстояние каналов от дверных проемов принимается не менее 380 мм. Внутренние поверхности кирпичных каналов должны быть гладкими (с затиркой швов).

Вентиляционные блоки применяются в тех случаях, когда внутренние стены выполняются из блоков с круглыми вертикальными пустотами.

Вентиляционный бетонный блок с наклонными каналами обеспечивает забор воздуха из помещений в одном определенном месте по этажам (рис. 6.10).

Вентиляционные приставные каналы могут выполняться из плит: шлакогипсовых и шлакобетонных, гипсоволокнистых, шлакобетонных пустотелых (перегородочных), пеноглинитных и пеностеклянных, а также из асбестоцементных готовых изделий и других материалов (по местным условиям).

Каналы одинарные из шлакогипсовых и шлакобетонных плит применяются только в отапливаемых помещениях. В зависимости от вида строительных конструкций здания принимаются различные схемы устройства вентиляционных каналов (рис. 6.11).

Каналы из двойных шлакогипсовых или шлакобетонных плит с воздушной прослойкой (схема II на рис. 6.11) применяются для прокладки в неотапливаемых и чердачных помещениях. Расход плит для двойных каналов дан в табл. 6.22. Живое сечение каналов и пропускная их способность при скорости воздуха 1 м/сек указаны в табл. 6.23 и 6.24.

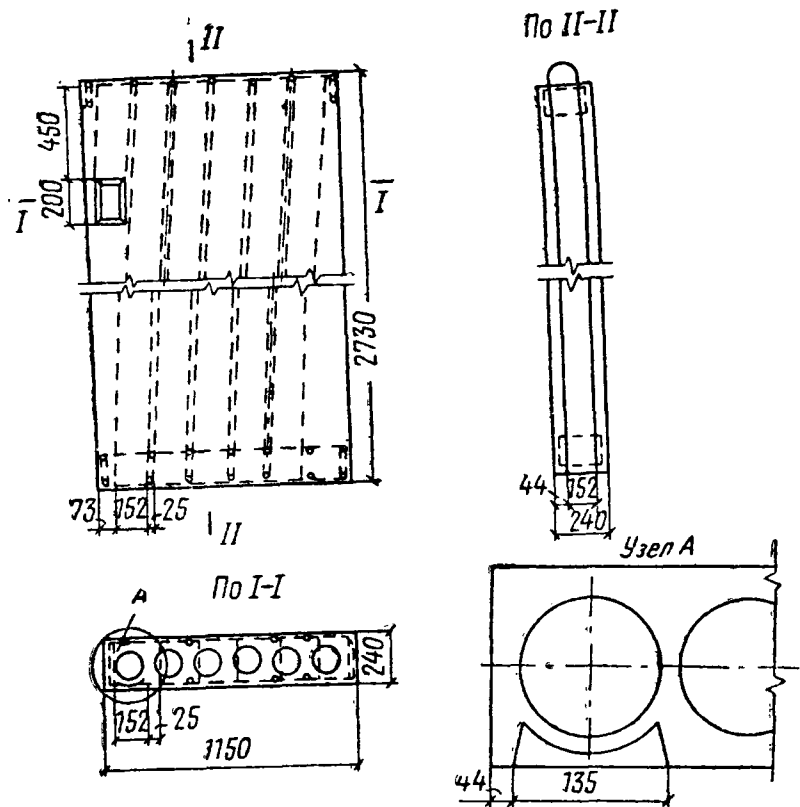


Рис. 6.10. Вентиляционный блок

Таблица 6.22

Расход плит в м² на 1 м двойного канала

Размер Б в мм	Размер А в мм (см. рис. 6.11)							
	150	250	350	450	550	650	750	850
220	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1	3,3	3,5
320	2,5	2,7	2,9	3,1	3,3	3,5	3,7	3,9
420	2,9	3,1	3,3	3,5	3,7	3,9	4,1	4,3
520	3,3	3,5	3,7	3,9	4,1	4,3	4,5	4,7
620	3,7	3,9	4,1	4,3	4,5	4,7	4,9	5,1
720	4,1	4,3	4,5	4,7	4,9	5,1	5,3	5,5
820	4,5	4,7	4,9	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
920	4,9	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9	6,1	6,3

Таблица 6.23

Живое сечение каналов в м²

Размер Б в мм	Размер А в мм (см. рис. 6.11)							
	150	250	350	450	550	650	750	850
220	0,033	0,055	0,077	0,096	0,121	0,143	0,165	0,187
320	0,048	0,080	0,112	0,144	0,176	0,208	0,240	0,272
420	0,063	0,105	0,147	0,189	0,231	0,273	0,325	0,357
520	0,078	0,130	0,182	0,234	0,286	0,338	0,390	0,442
620	0,093	0,155	0,217	0,279	0,341	0,402	0,465	0,527
720	0,108	0,180	0,257	0,324	0,396	0,467	0,540	0,612
820	0,123	0,205	0,297	0,370	0,450	0,532	0,615	0,697
920	0,138	0,230	0,322	0,415	0,505	0,600	0,690	0,782

Таблица 6.24

Пропускная способность каналов в м³/ч
при скорости воздуха 1 м/сек

Размер Б в мм	Размер А в мм (см. рис. 6.11)							
	150	250	350	450	550	650	750	850
220	118	198	278	352	435	515	592	680
320	172	288	404	520	635	750	865	980
420	226	380	530	680	830	980	1130	1280
520	280	470	655	845	1030	1220	1400	1580
620	334	560	780	1000	1230	1440	1670	1900
720	388	650	910	1160	1430	1680	1940	2200
820	444	740	1040	1330	1620	1910	2210	2500
920	500	830	1160	1500	1815	2160	2480	2810

В чердачных помещениях каналы прокладываются непосредственно по несущей конструкции чердачного перекрытия, при этом дно канала заливается гипсошлаковым раствором толщиной 60—80 мм.

Каналы из гипсоволокнистых плит толщиной 45 мм применяются в отапливаемых помещениях с нормальным влажностным режимом.

Каналы из пустотелых шлакобетонных плит перегородочного типа толщиной 90 мм применяются для устройства сборных одинарных чердачных каналов.

Асбестоцементные каналы в виде готовых изделий круглого и прямоугольного сечений применяются в отапливаемых помещениях. Эти каналы применяются также для удаления воздуха из помещений с повышенной влажностью, с неприятными запахами или с вредными газами. В пределах чердака и сверху кровли асбестоцементные каналы защищаются кирпичной кладкой в 1/2 кирпича с армированием ее проволокой.

Каналы из пеноглинитных и пеностеклянных плит обладают достаточной механической прочностью, высокими теплоизоляционными качествами, влагостойкостью, огнестойкостью и меньшей стоимостью (по сравнению с каналами из любого другого материала), однако они должны оштукатуриваться. Прокладка сборных вентиляционных каналов по железобетонным чердачным перекрытиям и размеры каналов приведены на рис. 6.12.

Приставные каналы в помещениях с повышенной влажностью выполняются из шлакобетонных или бетонных плит толщиной 40 мм или из тонколистовой стали, окрашенной масляной краской, или из других влагостойких материалов.

Прокладка на чердаке вытяжных коробов, удаляющих воздух из мокрых помещений, производится с уклоном 0,01 в сторону движения воздуха; спуск воды из каналов в местах присоединения их к вытяжным камерам и из кожухов вентиляторов осуществляется через сифоны из труб диаметром 15 мм с отводом воды к трапам мокрых помещений.

Каналы для влажного воздуха могут также выполняться из закладываемых во внутренних стенах асбестоцементных или керамических труб. Эти каналы выводятся выше кровли без устройства сборных каналов на чердаке. В пределах чердака и сверху кровли асбестоцементные или керамические трубы утепляются и защищаются кирпичной кладкой в 1/2 кирпича с армированием ее проволокой. У основания труб под вытяжными решетками предусматривается сбор и отвод конденсата.

При размещении вытяжных каналов, по которым перемещается воздух с нормальной влажностью в холодных помещениях, последние выполняются из двойных шлакобетонных плит или других влагостойких и малотеплопроводных материалов (например, пеностекла). Если по таким каналам транспортируется воздух повышенной влажности, то их следует выполнять из тонколистовой оцинкованной или черной стали с пропайкой швов и окрашивать изнутри масляной краской, а снаружи покрывать теплоизоляцией.

Приточные каналы допускается размещать в кирпичных внутренних стенах зданий, но предпочтительней их выполнение из асбестоцементных труб, как более плотных и гигиеничных. Приточные каналы больших размеров рекомендуется выполнять из сборных

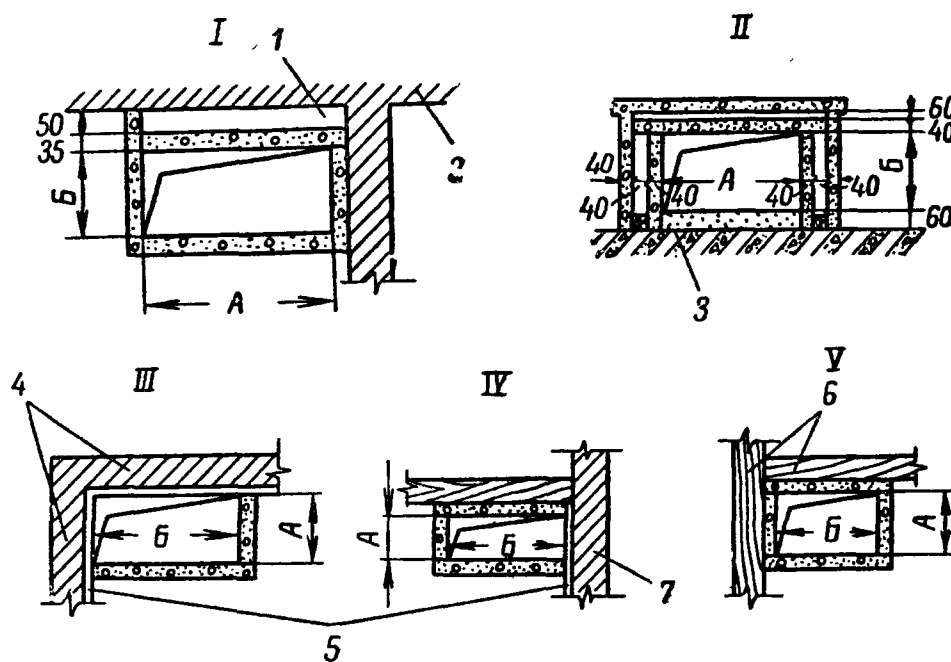


Рис. 6.11. Схемы устройства вентиляционных каналов

I — вертикальный канал с воздушной прослойкой у наружной стены; II — чердачный канал с двойными стенками; III—V — вертикальные каналы у внутренних стен; 1 — воздушный прослоек; 2 — наружная стена; 3 — железобетонное перекрытие; 4 — кирпичная стена или железобетонная плита; 5 — затирка; 6 — сгораемые перегородки или перекрытия; 7 — кирпичная стена

элементов, из монолитного железобетона или листовой стали.

Приставные приточные каналы следует прокладывать отдельно от вытяжных, не допуская общей разделительной стенки между ними и вытяжными или дымовыми каналами.

Б. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ ВЫТЯЖНЫЕ ШАХТЫ

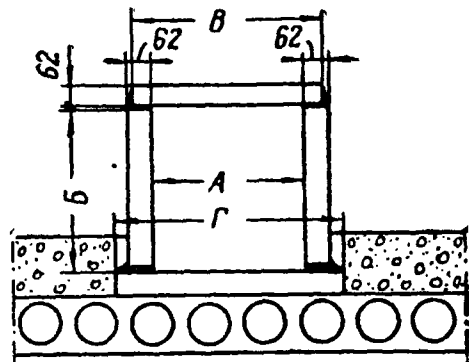
Основным способом сообщения вытяжных каналов с атмосферой является отдельный вывод каналов наружу без объединения их на чердаке сборным коробом в общую шахту. В обоснованных случаях, а также при механическом побуждении движения воздуха устраиваются вытяжные шахты. При этом следует соблюдать условия, чтобы сечение шахты было больше или равно сумме сечений объединяемых каналов.

Вытяжные шахты систем с объединенными вытяжными каналами могут быть: а) заводского изготовления из легкого бетона (рис. 6.13); б) заводского изготовления каркасные с заполнением эффективным огне- и влагостойким утеплителем (пенопласт, пеноглинит, пено-

стекло и др.); в) из бетонных плит с утеплением из фибролита; г) из досок с утеплением из войлока и оштукатуриванием.

Для зданий с бесчердачными кровлями из прокатных железобетонных панелей или с чердачным пространством высотой до 1—1,2 м вытяжные шахты выполняются из пеноглинитных или пеностеклянных плит.

Сопряжение вентиляционной шахты с бесчердачной кровлей показано на рис. 6.14.



Каналы из пеноглинитных или пеностеклянных плит размером 600×600×62 мм

Сечение канала в мм	Размеры в мм				Объем 1 пог.м в м³	Вес 1 пог.м в кг
	А	Б	В	Г		
200×310	200	300	300	400	0,0845	25,3
300×310	300	300	400	600	0,104	31,2
300×410	300	400	400	600	0,117	35,1
300×610	300	600	400	600	0,143	42,9
400×310	400	300	600	600	0,117	35,1
400×410	400	400	600	600	0,13	39
400×610	400	600	600	600	0,156	46,8
400×810	400	600	600	600	0,182	54,6

Каналы из пеноглинитных или пеностеклянных плит размером 800×800×62 мм

Сечение канала в мм	Размеры в мм				Объем 1 пог.м в м³	Вес 1 пог.м в кг
	А	Б	В	Г		
200×310	200	300	300	400	0,0845	25,3
300×310	300	300	400	500	0,0975	29,25
300×410	300	400	400	500	0,1105	33,15
300×510	300	500	400	500	0,1235	35,05
300×610	300	600	400	500	0,1365	40,95
400×310	400	300	500	600	0,1135	33,15
400×410	400	400	500	600	0,1235	37,05
400×510	400	500	500	600	0,1365	40,95
400×610	400	600	500	600	0,1495	44,85
400×810	400	800	500	600	0,1755	52,65
600×310	600	300	800	800	0,143	42,9
600×410	600	400	800	800	0,156	46,8
600×510	600	500	800	800	0,169	50,7
600×610	600	600	800	800	0,182	54,6
600×810	600	800	800	800	0,208	62,4

Рис. 6.12. Прокладка каналов из пеноглинитных или пеностеклянных плит на чердаке

При наличии чердаков допускается применение утепленных шахт из досок толщиной 20 мм в два слоя;

внутри на всю высоту и снаружи выше кровли стенки шахт обиваются кровельной сталью по войлоку, смоченному в глиняном растворе; в пределах чердака шахты снаружи штукатурятся по войлоку и дрени.

В домах из полнотелого кирпича вывод сверх кровли всех вытяжных каналов, выложенных в кирпичной стене, увеличивает объем кирпичной кладки. В этом случае объединение каналов, доведенных в стене до чердака, в кирпичную шахту является более экономичным решением.

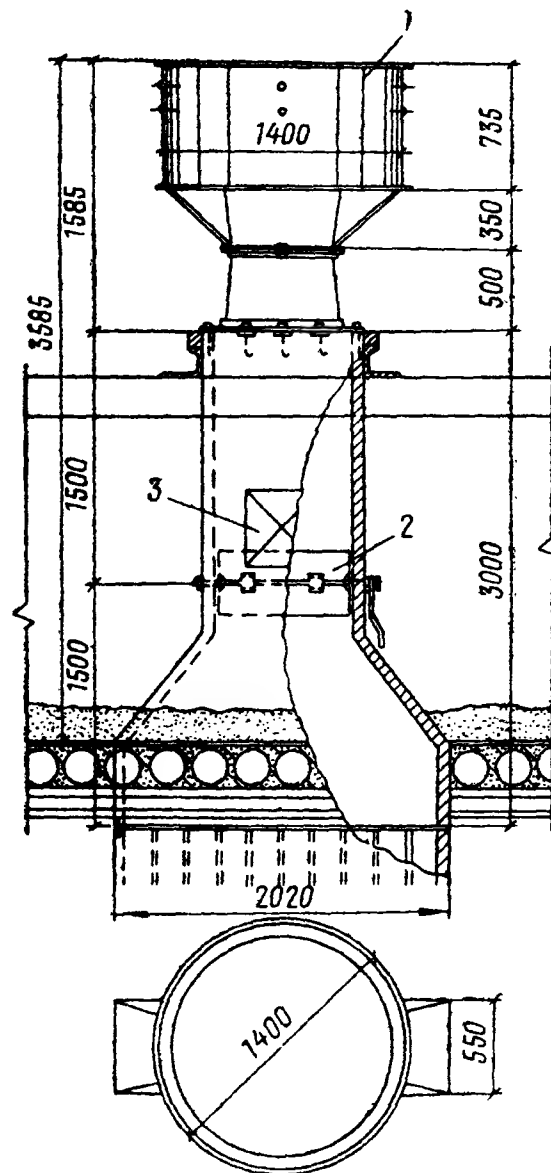
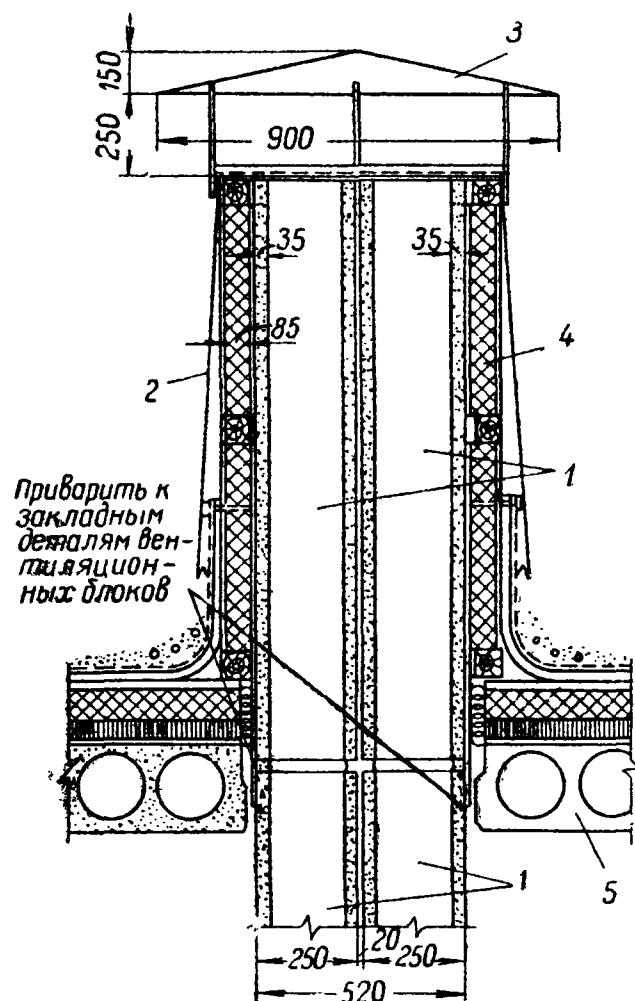


Рис. 6.13. Вытяжная шахта заводского изготовления из легкого бетона с объединением вытяжных каналов

1— дефлектор; 2— дроссель-клапан; 3— люк для ремонта дроссель-клапана

Над шахтами устанавливаются стальные зонты на расстоянии, составляющем не менее 40% ширины шахты.

Над кирпичными, пеноглинитными, пеностеклянными и тому подобными шахтами рекомендуется вместо зонтов устраивать перекрытия из железобетонных плит. Расположение устья вентиляционных шахт по высоте следует предусматривать: а) при скатных кров-



лях — на 0,5 м выше конька при расстоянии между шахтой и коньком до 1,5 м; на уровне конька при расстоянии между шахтой и коньком от 1,5 до 3 м; на уровне линии, проведенной под углом 10° к горизонту от конька, при расстоянии между шахтой и коньком более 3 м; б) при бесчердачных покрытиях — на 0,6 м выше верха покрытия; в) при глухих парапетах — на 0,5 м выше парапета.

Принятые конструкции ограждений вытяжных шахт и каналов, прокладываемых в неотапливаемых помещениях, должны проверяться теплотехническим расчетом на поддержание температуры внутренней поверхности канала, предупреждающей конденсацию водяных паров из перемещаемого воздуха при расчетной отопительной температуре наружного воздуха.

В вытяжных шахтах санитарных и кухонных узлов жилых домов регулировочные клапаны не устанавливаются; в общежитиях и гостиницах шахты снабжаются утепленными поворотными клапанами. Применение выдвижных шиберов в шахтах не допускается. При схеме с перепусками в сборном канале клапаны или другие регуляторы тяги не устанавливаются.

Рис. 6.14. Сопряжение вентиляционной шахты с бесчердачной кровлей

1 — вентиляционные блоки; 2 — фартук из оцинкованной стали; 3 — металлический зонт; 4 — щит из цементно-фибровой плиты; 5 — железобетонная плита

ГЛАВА 7

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

7.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ С ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОЗДУХА

А. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Кондиционирование воздуха является отраслью санитарной техники, обеспечивающей длительное (круглогодичное, сезонное) поддержание внутри помещений заданных температур, влажности, чистоты и скорости движения воздуха.

Кондиционирование воздуха предусматривается в помещениях:

а) для достижения допускаемых условий воздушной среды, если они не могут быть обеспечены более простыми средствами;

б) для создания и поддержания по технологическим требованиям внутри помещений или части их круглогодично или в течение теплого или холодного периодов года искусственных климатических условий;

в) для создания оптимальных (или близких к ним) гигиенических условий воздушной среды в производст-

венных помещениях, если это экономически оправдано увеличением производительности труда;

г) для обеспечения оптимальных условий воздушной среды в помещениях общественных зданий (табл. 1.4).

Кондиционирование воздуха (КВ), которое устраивается для достижения допускаемых или оптимальных условий воздушной среды, носит название комфортно-го, а предусматриваемое по технологическим требованиям — технологического.

Нормируемые метеорологические параметры и чистота воздуха внутри помещений должны обеспечиваться системами кондиционирования воздуха, как правило, в пределах расчетных параметров наружного воздуха Б по СНиП II-Г.7-62, однако при обоснованных технологических требованиях допускается рассчитывать системы КВ на параметры В.

Системы КВ, предназначенные для воздушного душирования при борьбе с лучистым теплом более $300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, работающие на наружном воздухе, следует рассчитывать на параметры наружного воздуха Б.

Нормируемые метеорологические параметры и чистота воздуха в помещениях и на рабочих местах, обслуживаемых системами вентиляции с испарительным охлаждением, должны, как правило, обеспечиваться в пределах расчетных параметров наружного воздуха А.

Б. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Кондиционирование воздуха осуществляется комплексом технических средств, именуемых системой кондиционирования воздуха (СКВ).

В состав СКВ входят технические средства приготовления, перемещения и распределения воздуха, приготовления холода и холодоснабжения, теплоснабжения, автоматики, дистанционного управления и контроля. Технические средства СКВ полностью или частично агрегируются в аппараты, называемые кондиционерами, а также в узлы, носящие название местных подогревателей, доувлажнителей, смесителей и доводчиков.

По полному давлению, развиваемому вентиляторами кондиционеров, СКВ делят на системы низкого давления — до 100 кг/м^2 , среднего — от 100 до 300 кг/м^2 , высокого — выше 300 кг/м^2 .

СКВ различают по способу приготовления и распределения воздуха. В проектной практике применяют полностью или в сочетаниях следующие системы:

а) *центральные одноканальные однозональные*, обслуживающие одно или несколько помещений без разделения их на зоны. Они имеют одно общее регулирование температуры или температуры и относительной влажности воздуха для всех помещений;

б) *центральные одноканальные многозональные*, обслуживающие несколько зон в одном помещении или несколько помещений с подачей воздуха по одному отдельному воздуховоду в каждую зону или помещение;

в) *центральные двухканальные многозональные*, обслуживающие несколько зон в одном помещении или несколько помещений, с подачей воздуха по двум воздуховодам — с холодным и подогретым воздухом в каждую зону или помещение;

г) *местные системы*, состоящие, как правило, из агрегированных кондиционеров производительностью от $0,3$ до $20 \text{ тыс. м}^3/\text{ч}$, обслуживающих одно или несколько помещений, причем в каждом из них устанавливается один или несколько таких кондиционеров, обеспечивающих местное регулирование температуры или температуры и относительной влажности воздуха. Местные системы, обслуживаемые автономными кондиционерами, т. е. кондиционерами, имеющими встроенные холодильные установки, называются *местными автономными системами*.

СКВ могут работать только на наружном воздухе или с постоянным или переменным объемом рециркуляции внутреннего воздуха.

В. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА

Выбор расчетных метеорологических условий в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий должен проводиться по нормам, приведенным в табл. 1.1.

Одним из критериев оценки метеорологических условий в общественных и производственных помещениях, если учесть, что люди находятся в состоянии, близком к состоянию покоя, или делают легкую работу в сидячем положении, служит нормальная эквивалентно эффективная температура (ЭЭТ), которая учитывает суммарное тепловое воздействие температуры, влажности и переменной скорости движения воздуха.

Эквивалентно эффективная температура, учитывающая только сочетание температуры и влажности воздуха при постоянной его скорости, называют нормальной эффективной температурой (ЭТ). ЭЭТ определяют

по заданной температуре сухого и влажного термометров (рис. 7.1, точки 1 и 2) и заданной скорости движения воздуха (точка 3); они не учитывают радиационный фактор и составлены на основе сравнения теплоощущения людей в выбранных условиях с теплоощущением в камере со 100%-ной влажностью. Последнее не характерно для реальных условий и в совокупности с игнорированием радиационного фактора является основным недостатком ЭЭТ.

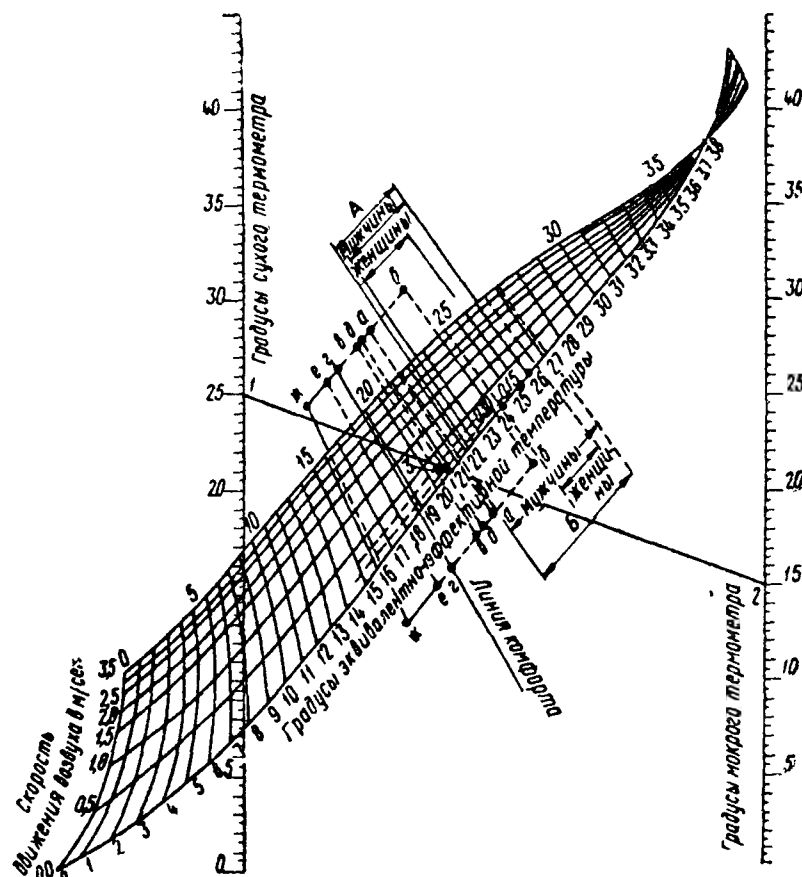


Рис. 7.1. Номограмма для определения нормальных эквивалентно-эффективных температур

Линии комфорта в теплый период года: *aa* — для нормально одетых людей; *bb* — для легко одетых людей; *cc* — для нормально одетых людей в плотно заполненных помещениях; линии комфорта в холодный период года: *dd* — для нормально одетых людей; *ee* — для легко одетых людей в плотно заполненных помещениях; *жжж* — для людей, выполняющих легкую работу; *А* — зона комфорта для неакклиматизировавшихся людей в тропиках при температуре не выше 27° по сухому термометру; *Б* — зона комфорта для акклиматизировавшихся людей в тропиках при температуре не выше 29° по сухому термометру

Влияние незначительной радиации на самочувствие людей можно дополнительно учесть следующим образом: если температура стен незначительно (до 3°C) превышает температуру воздуха помещений, то на каждый градус этой разности следует понижать температуру воздуха помещения вблизи этих стен (до 3 м) на $1,1^\circ$ по сравнению с полученной по шкале ЭЭТ; наоборот, если температура стен незначительно (до 3°) ниже температуры воздуха, то температуру воздуха вблизи этих стен (до 3 м от них) следует повышать по сравнению с величинами, найденными по шкале ЭЭТ, на $1,1^\circ$ на каждый градус этой разности.

При кратковременном пребывании людей (кафе, рестораны, магазины и др.) в летнее время условия комфорта зависят от наружной температуры, так как боль-

шая разность температур вызывает неприятные ощущения и может привести к простудным заболеваниям; при наружных температурах выше 30°С температуру воздуха в этих помещениях следует определять по формулам:

$$a) \text{ при длительности пребывания до } 3 \text{ ч} \\ t_{\text{час}} = t_{\text{п}} + 0,3 (t_{\text{н}} - 30); \quad (7.1)$$

$$b) \text{ при длительности пребывания до } 1 \text{ ч} \\ t_{\text{час}} = 1,04 [t_{\text{п}} + 0,3 (t_{\text{н}} - 30)], \quad (7.2)$$

где $t_{\text{п}}$ — оптимальная температура при длительном пребывании людей в помещении (см. табл. 1.1);
 $t_{\text{н}} > 30^\circ\text{C}$ — температура наружного воздуха (теплый период года).

Таблица 7.1

Оптимальные параметры воздуха
в некоторых производственных и общественных помещениях

Помещения	Температура в °С		Оптимальная влажность в %	
	от	до	от	до
Архивы	14	17	57	63
Библиотеки, книгохранилища	18	21	38	50
Деревообделочные цехи:				
машинно-станочное отделение	15	16	40	55
сборочное отделение		18	55	65
скорлупное »		18	40	55
столярно-заготовительное отделение	15	16	55	65
модельные	18	20	40	55
Лаборатории металлов		20		40
Помещения точных приборов		20		40
Плазовые цехи	18	20	50	60
Фотопомещения:				
проявочные	20	24		60
резки пленки	18	20		65
сушки негативов и позитивов	22	24		60
хранения кино-фото материалов	18	20	40	50
Прядильные цехи производства капронового корда:				
намотки	19±1		47±3,5	
контроля, буфер для волокна после прядения	22±0,5		45±1	
Текстильные цехи капронового корда:				
крутильный с вытяжкой	22±1		60±5	
сортировки кордного волокна	22±1		62±5	
кордных круток	22±1		62±5	
буферная камера для волокна перед ткачеством	22±1		62±5	
сноткацкий	22±1		62±5	
перемоточный — волокна для технических изделий	22±1		62±5	
сортировка волокна для технических изделий и готовой кордной ткани	22±1		62±5	
упаковка ткани и промежуточный склад для готовой продукции	22±1		62±5	
Общие помещения производства капронового корда:				
мастерская испытания прядильных насосиков	20±1		60±5	
цеховая лаборатория физико-механических испытаний	20±1		65±5	
центральная заводская лаборатория	20±1		65±5	

Влажность воздуха в помещениях с кратковременным пребыванием людей должна находиться в пределах 40—60%.

Локальное ощущение переохлаждения или перегрева в отдельных точках помещения, обусловленное изменением скорости движения или температуры воздуха, а также обоих этих факторов, при постоянной влажности воздуха и постоянном напряжении радиации, учитывается по отношению к средним условиям в обслуживаемой зоне $v_{\text{об}}$, $t_{\text{об}}$ как отклонение ЭЭТ по уравнению

$$\Delta t_{\text{скв}} = t_{\text{скв}} - t_{\text{об}} - 7,8 (v_{\text{скв}} - v_{\text{об}}), \quad (7.3)$$

где $v_{\text{скв}}$ и $t_{\text{скв}}$ — скорость и температура воздуха в зоне «сквозняка».

Для соблюдения оптимальных условий в обслуживаемой зоне температура воздуха должна понижаться от пола к потолку, однако допустимо и повышение температуры на 1—1,5°, но не более 2,5° в пределах высоты человеческого роста.

Температура пола при ходьбе не должна превышать 25°С, а для людей в состоянии покоя — 28°С. Радиация, направленная на голову, вызывает дискомфорт.

Технологические требования в отношении регулирования температуры, влажности и скорости движения воздуха, как правило, ограничиваются допускаемыми метеорологическими параметрами в рабочей зоне производственных помещений (см. табл. 1.1).

Оптимальные параметры воздуха для некоторых производственных и общественных помещений приведены в табл. 7.1.

7.2. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И РАСХОД НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

А. ПОЛЕЗНАЯ И ПОЛНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОНДИЦИОНЕРОВ

Полную производительность кондиционера $L_{\text{п}}$ определяют по формуле

$$L_{\text{п}} = KL \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (7.4)$$

где L — полезная производительность кондиционера;

K — коэффициент, учитывающий непроизводительные потери воздуха в сетях, который рекомендуется принимать равным: 1 — если кондиционер установлен внутри обслуживаемого помещения; 1,1 — при установке вне обслуживаемого помещения и соединении с ним стальными, пластмассовыми или асбестоцементными (из труб) воздухопроводами длиной до 50 м; 1,15 — в остальных случаях;

L — принимают равной большей из величин L_1 , L_2 или L_3 ;
 L_1 — определяют исходя из максимальных избытков явного тепла в теплый период года $Q_{\text{я}}$ ккал/ч и рабочей разности температур $\Delta t_{\text{р}}$ град;

L_2 — определяют исходя из количества вредных газов и других выделений Z г/ч или водяного пара W г/ч, выделяющихся в помещении, и ассимиляционной способности воздуха Δz г/м³ по отношению к этим выделениям или водяному пару Δw г/м³;

L_3 — определяют из расчета компенсации местной вытяжки из помещения, равной L_4 м³/ч, и создания в нем повышенного давления по отношению к наружному воздуху и соседним помещениям, для чего расходуется L_5 м³/ч воздуха, т. е. $L_3 = L_4 + L_5$.

Расход воздуха L_5 , необходимый для создания повышенного давления в помещении, препятствующего входу наружного воздуха или воздуха из соседних помещений, равен сумме расходов воздуха через неплот-

ности ограждения и дверей, окон и других проемов (табл. 7.2 и 7.3).

Полезную производительность кондиционера L м³/ч, как правило, определяют максимальными избытками явного тепла $Q_{я}$ ккал/ч, которые находятся из теплового баланса помещения (см. главу 2). В этих случаях установочная мощность вентиляторов и насосов, а следовательно, и основные затраты на сооружение и эксплуатацию кондиционеров зависят от выбора рабочей разности температур

$$\Delta t_p = t_n - t_0 \text{ град}, \quad (7.5)$$

где t_n — температура в рабочей или обслуживаемой зоне помещения;

t_0 — начальная температура подаваемого воздуха.

Таблица 7.2

Количество воздуха, которое следует вводить в помещение на каждого человека, проходящего через дверь, для создания повышенного давления в помещении (ориентировочные данные) в м³/ч

Количество людей, проходящих через двери в час	Обычная дверь		Дверь с тамбуром		Вращающаяся дверь	
	одна	более одной	одна	более одной	одна	более одной
До 100	3	4,75	2,5	3,5	0,8	1
От 100 до 700	3	4,75	2,5	3,5	0,7	0,9
700 " 1400	3	4,75	2,25	3,5	0,5	0,6
1400 " 2100	2,75	4	2,25	3,25	0,3	0,3

Таблица 7.3

Количество воздуха, необходимое для создания повышенного давления объемов помещения в час (V/ч) (ориентировочные данные)

Помещение	Количество
Без окон и наружных дверей	0,5—0,75
С окнами на одну сторону	1
То же, на две стороны	1,5
» на три и четыре стороны	2
Вестибюль	2—3

Желательно доведение Δt_p до максимума, который устанавливается построением на $I-d$ -диаграмме схемы процесса ассимиляции тепла и влаги в помещении, но величина Δt_p должна быть обоснована расчетами распределения воздуха, приведенными в главе 8.

В помещениях, имеющих неравномерную тепловую нагрузку по объему и большую высоту, следует учитывать полную рабочую разность температур:

$$\Delta t_{пр} = t_{п.у} - t_0, \quad (7.6)$$

где $t_{п.у}$ — температура воздуха в зоне помещения, из которой удаляют воздух, причем, как правило, $t_{п.у} \neq t_n$: она может быть меньше ($t_{п.у} < t_n$) или больше ($t_{п.у} > t_n$) температуры в обслуживаемой или рабочей зоне.

Величину $t_{п.у}$ также следует определять, учитывая условия распределения воздуха в помещении.

Полезная производительность кондиционера L_1 может быть сокращена на холодный период года до величины $L_{1х} < L_1$ исходя из избытков явного тепла и ра-

бочей разности температур в холодный период года, однако $L_{1х}$ не должно быть меньше величины, необходимой для обеспечения равномерной температуры и влажности воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне помещения.

Б. РАСХОД НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Минимальный полезный расход наружного воздуха L_n м³/ч в объеме воздуха, подаваемого в помещение кондиционером, принимают равным большей из следующих величин: $L_{н1}$ по $L_{н4}$ для теплого периода года, $L_{н5}$ по $L_{н8}$ для холодного периода и $L_{н1}$ по $L_{н8}$ при круглогодичной работе с постоянным объемом наружного воздуха.

Полное количество наружного воздуха $L_{н.п.}$, содержащееся в полной производительности кондиционера:

$$L_{н.п.} = KL_n \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (7.7)$$

где K — то же, что в формуле (7.4).

Полезный расход наружного воздуха $L_{н1}$ для помещений в жилых и общественных зданиях на одного человека рекомендуется принимать:

при отсутствии курения	25 м ³ /ч
» незначительном курении	35 "
» значительном	50 "
» сильном	75 "
на одного ребенка в помещениях, занятых детьми до 12 лет	15 "

Санитарная норма подачи наружного воздуха в производственные помещения приведена в I главе.

Полезный расход наружного воздуха $L_{н2} = L_2$ и $L_{н3} = L_3$.

Расход наружного воздуха $L_{н4}$ определяется исходя из удельной неплотности клапанов наружного воздуха

$$L_{н4} = L_1 \frac{n_n}{100}, \quad (7.8)$$

где n_n — удельная конструктивная неплотность клапанов; в среднем в расчетах принимают для клапанов обычного исполнения равной 10% от полного наибольшего расхода воздуха через клапан; в необходимых случаях уточняют по данным испытания клапанов.

Расходы наружного воздуха $L_{н5}$ и $L_{н6}$ определяют в зависимости от того, работает ли система с переменным или постоянным объемом наружного воздуха.

Для систем, работающих с переменным объемом наружного воздуха, расход $L_{н5}$ устанавливают, руководствуясь схемой, приведенной на рис. 7.2, и определяют:

а) при теплосодержании наружного воздуха I_n более высоком, чем теплосодержание воздуха в помещении I_1 , например при $I_n = I'_n > I_1$, расход наружного воздуха $L_{н5}$ экономически целесообразно принимать равным большому из минимумов наружного воздуха $L_{н1}$, $L_{н2}$, $L_{н3}$ или $L_{н4}$;

б) при теплосодержании наружного воздуха в пределах $I_3 < I_n < I_1$, где I_3 — теплосодержание воздуха, приготовленного в камере орошения, например при $I_n = I'_n$ следует подавать 100% наружного воздуха, т. е. $L_5 = L$;

в) при теплосодержании наружного воздуха I_n ниже I_3 , например I_n'' , в кондиционере прекращается расход холода и может не расходоваться тепло на первый

подогрев, если расход наружного воздуха будет таков, чтобы смесь имела теплосодержание I_3 , т. е.

$$L_{н5} = L_{ор} \frac{I_1 - I_3}{I_1 - I_n''}, \quad (7.9)$$

где $L_{ор}$ — количество воздуха, проходящее через камеру орошения, в $м^3/ч$;

I_1 — теплосодержание воздуха в помещении в $ккал/кг$;

I_3 — теплосодержание воздуха после камеры орошения в $ккал/кг$.

При некотором значении теплосодержания наружного воздуха

$$I_n'' = I_1 - \frac{L_{ор}}{L_{н5}} (I_1 - I_3) \quad (7.10)$$

может оказаться, что $L_{н5} < L_{н1}$, $L_{н2}$, $L_{н3}$ или $L_{н4}$. Это недопустимо и, следовательно, необходимо устройство

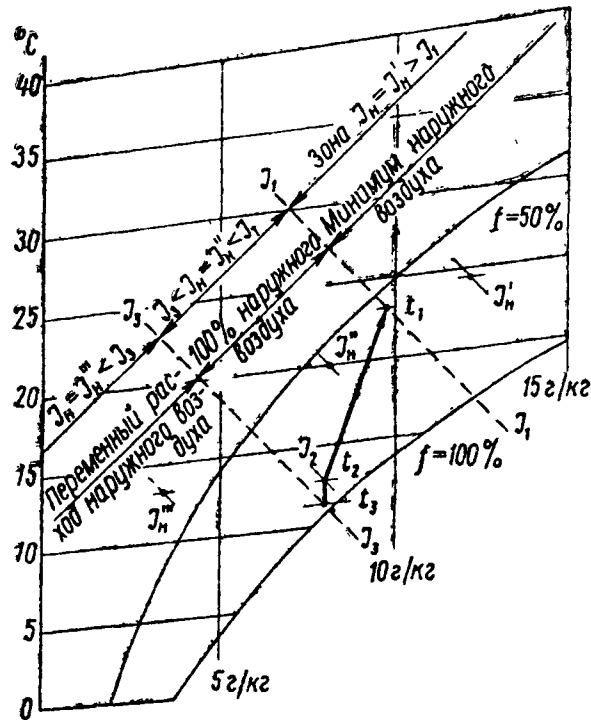


Рис. 7.2. Оптимальные режимы расхода наружного воздуха

первого подогрева воздуха для обеспечения подачи большего из установленных минимальных расходов.

При работе с переменным объемом наружного воздуха и применении калориферов для первого подогрева их целесообразно устанавливать после смешения наружного и рециркуляционного воздуха для того, чтобы не нарушать гидравлической устойчивости работы системы при изменении расхода. Это ограничивает расход наружного воздуха $L_{н5}$, так как при теплосодержании смеси $I_{см} < 2,5$ $ккал/кг$ возможно замерзание влаги, выпадающей из воздуха

$$L_{н5} \leq L_{ор} \frac{I_1 - 2,5}{I_1 - I_n}. \quad (7.11)$$

Рекомендуемая схема приготовления и подогрева воздуха приведена на рис. 7.3. Здесь наружный воздух с теплосодержанием I_n смешивается с рециркуляционным I_1 и смесь при теплосодержании $I_{см}$ подогревается в калориферах первого подогрева до теплосодержания I_3 , при котором он поступает в вентилятор и воздуховоды, где подогревается до I_2 и выходит в помещение.

Если для компенсации местной вытяжки и создания повышенного давления в помещении расход наружного воздуха $L_{н3}$ должен быть больше, чем расход $L_{н5}$, то необходимо принимать меры для оттаивания льда, например предусматривать обогрев пола и стен смесительной камеры. Иногда применяют и предварительный подогрев наружного воздуха.

Для систем, работающих при наличии рециркуляции с постоянным расходом наружного воздуха $L_{н7}$, его следует обосновывать технико-экономическими расчетами, учитывая продолжительность периодов, требующих ох-

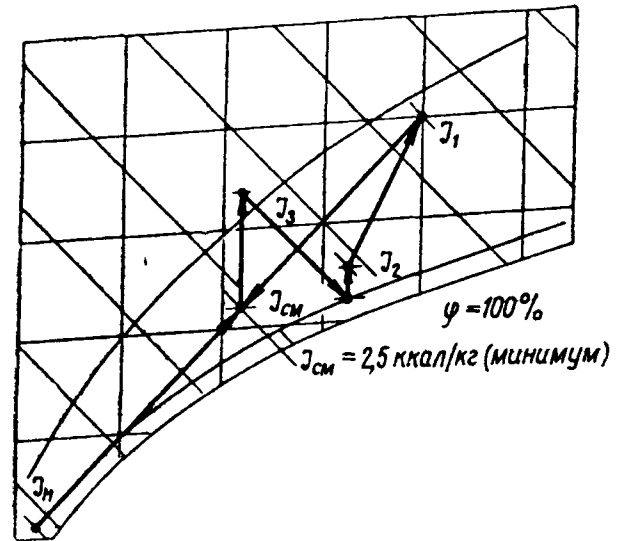


Рис. 7.3. Схема приготовления и нагрева воздуха в холодный период года при установке калорифера на смеси наружного и рециркуляционного воздуха

лаждения и нагрева воздуха, средние теплосодержания наружного воздуха в эти периоды и отпускные стоимости холода и тепла.

Если отношение стоимости холода к стоимости тепла близко к 9 (среднее соотношение для небольших холодильных станций), то для систем кондиционирования комфортного назначения экономически оправдан расход наружного воздуха $L_{н7}$, равный: для средней полосы СССР (ориентируясь на расчеты для Москвы) 30—40% количества воздуха, проходящего камеру орошения, а для южных районов СССР (ориентируясь на расчеты, выполненные для г. Сочи) 20—30% той же величины.

При работе с постоянным объемом наружного воздуха при наличии первой и второй рециркуляции в кондиционере калориферы первого подогрева обычно устанавливают в потоке наружного воздуха, чтобы, не нарушая гидравлической устойчивости системы, уменьшить размеры калориферов первого подогрева. Если теплосодержание воздуха после калориферов в этом случае $I_k < 2,5$ $ккал/кг$, то возможно намерзание льда на входных сепараторах камеры орошения. Для предупреждения этого явления воздух, пропускаемый через калориферы, должен нагреваться до теплосодержания $I_k \geq 2,5$ $ккал/кг$, т. е. расход наружного воздуха $L_{н5}$ $м^3/ч$ не должен быть меньше:

$$L_{н5} = L_{ор} \frac{I_1 - I_3}{I_1 - 2,5}. \quad (7.12)$$

Нагрев и приготовление воздуха при этом ведется, как показано на рис. 7.4. Наружный воздух нагревает-

ся от I_n до I_k так, чтобы после смешения его в заданных соотношениях с рециркуляцией, имеющей теплосодержание I_1 , была обеспечена смесь с теплосодержанием I_3 . Затем смесь увлажняется, поступает в вентилятор и воздуховоды, где нагревается до I_2 и далее выходит в помещение.

При работе кондиционеров на смеси с постоянным объемом наружного и рециркуляционного воздуха и при отсутствии второй рециркуляции обычно произво-

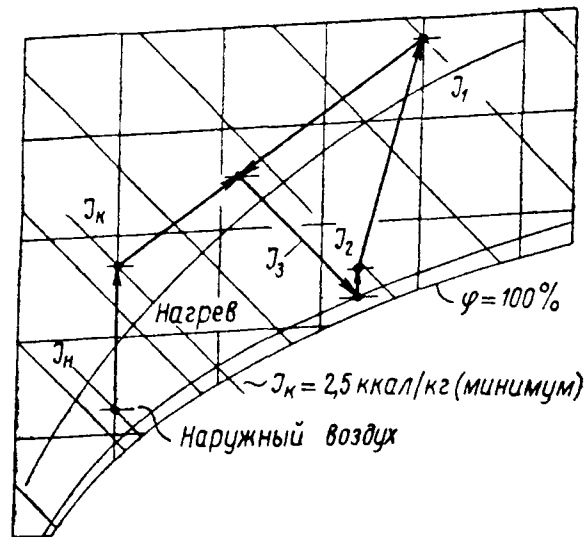


Рис. 7.4. Схема приготовления и нагрева воздуха в холодный период года при установке калорифера на наружном воздухе

дят нагрев после смешения наружного и рециркуляционного воздуха в тех случаях, когда $L_n < L_{нв}$, а нагрев до смешения, если $L_n > L_{нв}$.

7.3. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При проектировании СКВ следует руководствоваться приводимыми ниже основными схемами, а также положениями, регламентированными СНиП II-Г.7-62.

Центральные одноканальные однозональные СКВ рекомендуется применять, как правило, для одного помещения площадью не более 1000 м² или такой же части большего помещения, если тепловыделения распределены равномерно по площади помещения. При этом одна из сторон помещения (или части помещения) не должна быть более 40 м.

Эти системы можно применять для нескольких помещений с общим регулированием при условии, что в отдельных помещениях допускаются различные и значительные отклонения параметров воздуха от заданных значений.

Центральные одноканальные многозональные СКВ, имеющие средства дополнительной зональной или местной обработки воздуха, рекомендуется принимать для группы помещений или для одного помещения, разделенного на отдельные зоны.

Центральные двухканальные многозональные СКВ, имеющие местные смесители или смесители-доводчики,

должны, как правило, применяться для группы помещений, если каждое из них требует независимого регулирования температуры или влажности воздуха или обоих параметров, если к точности регулирования одного из параметров предъявляются пониженные требования.

Допускается применение двухканальных систем для обслуживания групп помещений, требующих зонального погруппового регулирования температуры или влажности воздуха.

Местные СКВ и местные автономные кондиционеры следует предусматривать для одного или нескольких помещений небольшого размера, удаленных друг от друга. Применение их для больших комплексов мелких помещений или для отдельных помещений больших размеров допускается при соответствующих обоснованиях. Местные СКВ, работающие на полной рециркуляции, допускается применять для реконструируемых зданий при условии подачи наружного воздуха другими системами.

Местные системы кондиционирования (СКВ) рекомендуется применять вместе с системами радиационного охлаждения в зданиях, где предусматривается панельное отопление.

СКВ, предназначенные для круглогодичной и круглосуточной эксплуатации, совмещенные с отоплением здания или помещения, следует оборудовать не менее чем двумя кондиционерами производительностью по 50% общей производительности системы.

Как правило, системы кондиционирования воздуха следует проектировать низкого давления; системы высокого давления (300 кГ/м² и более) рекомендуется применять для многокомнатных и многоэтажных зданий при технико-экономическом обосновании. Системы, работающие с рециркуляцией, следует проектировать, как правило, по схеме, предусматривающей подачу в помещение смеси из переменных объемов наружного и рециркуляционного воздуха в зависимости от параметров наружного воздуха. В этом случае для рециркуляции воздуха рекомендуется применять самостоятельный вентилятор.

Системы, размещаемые в пределах одного здания, для взаимозаменяемости рекомендуется объединять парно или в более крупные группы по приточным и рециркуляционным воздуховодам, если они предназначены для поддержания приблизительно одинаковых параметров воздуха. Калориферы второго и местного подогрева следует, как правило, снабжать теплоносителем постоянных параметров.

В кондиционерах, особенно при большой их производительности, происходит существенное расслоение воздуха по температуре и влагосодержанию в результате процессов смешения, нагрева и охлаждения воздуха. Наиболее равномерные параметры имеет воздух на выходе из вентиляторов. Поэтому кондиционеры, в которых влажность воздуха регулируется по температуре «точки росы», рекомендуется, как правило, собирать так, чтобы калориферы второго или местного подогрева присоединялись на стороне нагнетания приточных вентиляторов. Это дает возможность устанавливать чувствительные элементы терморегуляторов «точки росы» на хорошо перемешанном воздухе после вентилятора (исключение — схемы со второй рециркуляцией).

Установка калориферов второго и местного подогрева на нагнетании обеспечивает блокировку кондиционеров и, как правило, уменьшает их габариты.

Установка шумоглушителей должна быть обоснована согласно указаниям, приведенным в главе 17.

Масляные или матерчатые фильтры общей очистки воздуха должны устанавливаться в тех частях кондиционеров, через которые проходит весь обрабатываемый воздух, и так, чтобы защитить от пыли возможно большее число секций кондиционера. Масло для масляных фильтров должно соответствовать указаниям, приведенным в главе 4, в зависимости от места установки фильтра до или после калориферов первого подогрева.

В схемах СКВ не показана установка фильтров вторичной тонкой очистки воздуха от пыли — фильтров ЛАИК, электрических и электроионизационных фильтров. Эти фильтры устанавливаются, если они обоснованы специальными требованиями по тонкой очистке воздуха от пыли и бактерий, причем фильтры ЛАИК, как правило, в непосредственной близости к обслуживаемым помещениям, фильтры тонкой очистки требуют предварительного пропуска воздуха через масляные или матерчатые фильтры в кондиционере.

Смесительные автоматические клапаны (воздушные заслонки), предназначенные для регулирования калориферов первого, второго и местного подогрева, рекомендуется устанавливать только при питании калориферов паром до тех пор, пока не будет разработан более эффективный способ регулирования его расхода.

Устанавливая калориферы без воздушных клапанов, рекомендуется применять секции подогрева без обводных каналов. Это увеличивает поверхность нагрева секции и живое сечение для прохода воздуха, а следовательно, при одинаковых нагрузках уменьшает их сопротивление.

Во всех основных схемах СКВ в качестве аппарата для охлаждения, осушки и увлажнения воздуха показаны наиболее распространенные и, как правило, более экономичные тепло- и массообменные аппараты — камеры орошения (2, 3 по табл. 7.4). Однако они могут быть заменены поверхностными орошаемыми воздухоохладителями (4 по табл. 7.4), а иногда и неорошаемыми поверхностными воздухоохладителями (4' по табл. 7.4), существенно упрощающими систему холодоснабжения.

Клапаны К-3, предназначенные для регулирования подачи холодной воды к камерам орошения, на большинстве схем показаны трехходовыми, однако в ряде случаев они могут быть заменены двухходовыми, рассчитанными согласно указаниям главы 15.

Все схемы СКВ, приведенные в главе 7 на рисунках, составлены исходя из точности поддержания внутренних параметров воздуха в помещениях, рекомендуемой СНиП, а именно, $\pm 1^\circ$ по температуре и $\pm 7\%$ по относительной влажности, круглогодично или в течение теплого или холодного периодов года. Для более точного поддержания заданных параметров они требуют доработки.

Б. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ, РАБОТАЮЩИЕ НА НАРУЖНОМ ВОЗДУХЕ

Центральные СКВ, работающие на наружном воздухе без рециркуляции, проектируют для помещений, в которых выделяются ядовитые газы, пары, пыль, а также во избежание распространения бактерий, например для химических цехов, лабораторий и больниц.

Для таких систем наиболее характерна центральная ЦН1 (рис. 7.5, табл. 7.4 и 7.5). Она предназначена для поддержания заданной температуры t_1 при относительной влажности Φ_1 (в дальнейшем на рисунках главы 7 приводится индекс без буквенного обозна-

чения) в теплый период года и температуры t_{11} при влажности Φ_{11} в холодный период года в одном помещении при постоянном объеме подаваемого воздуха, причем часто $t_1 = t_{11}$ и $\Phi_1 = \Phi_{11}$.

При расчетных условиях теплого периода года система засасывает наружный воздух с параметрами, обозначенными точкой 5 (рис. 7.5, б), фильтрует, а

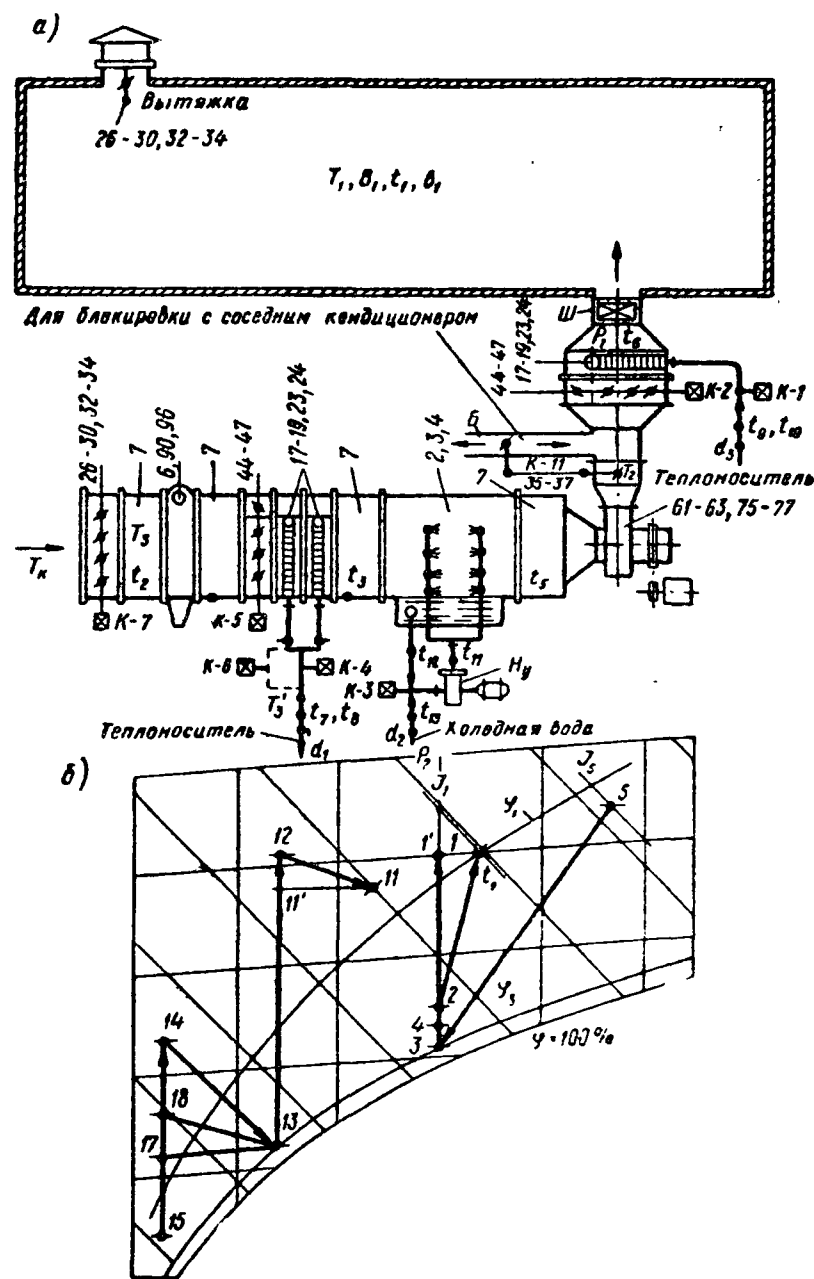


Рис. 7.5. Центральная система кондиционирования воздуха ЦНІ

а — схема сборки системы; расшифровка цифровых обозначений приведена в табл. 7.4; буквенных — в табл. 7.5;
б — схема приготовления воздуха, построенная на *1-d*-диаграмме

затем охлаждает его в камере орошения (2 или 3 рис. 7.5, а) или в поверхностном орошаемом воздухоохладителе 4, до параметров, обозначенных точкой 3; затем воздух, как правило, подогревается, проходя по воздуховодам, до параметров точки 4 и, если нужно, в калориферах второго подогрева до параметров точки 2. Естественно, что подогрев воздуха в калориферах при расчетных условиях теплого периода года уменьшает экономичность системы и применение второго подогрева, как правило, следует ограничивать

Таблица 7.4

Основное оборудование для центральных систем кондиционирования воздуха

Условные обозначения	Оборудование секции	Характеристика оборудования	Условные обозначения	Оборудование секции	Характеристика оборудования	Условные обозначения	Оборудование секции	Характеристика оборудования
2	Камеры орошения (промывные)	Двухрядные	28	Клапаны приемные с утепленным створками	С пневматическим приводом пропорционального регулирования	61	Вентиляторные установки	Давление 60 кг/м ²
3		Трехрядные	29		С электрическим приводом двухпозиционного регулирования	62		» 80 »
4'	Поверхностные воздухоохладители неорошаемые	Двухрядные	34			63		» 100 »
4	Орошаемые поверхностные воздухоохладители	Четырехрядные	30		С электрическим приводом пропорционального регулирования	75		» 60 »
6	Фильтры самоочищающиеся	Масляные	31	Клапаны вентиляторов	С ручным приводом	76		» 80 »
7	Камеры промежуточные	—	35	Клапаны проходные	То же	77	Направляющие аппараты к вентиляторам	» 120 »
8	Секции поворотные		36		С пневматическим приводом пропорционального регулирования	НА		—
9	Секции переходные к вентилятору	—	37		С электрическим приводом пропорционального регулирования	ГУ	Гидроустановки (гидравлические муфты скольжения) к вентиляторам	Давление вентилятора: 60 кг/м ² 80 » 120 »
12	Камеры смесительные	—	44	Клапаны сдвоенные секционные	С пневматическим приводом пропорционального регулирования	ЭМ	Индукторные муфты скольжения	—
13	Камеры распределительные	—	45		С электрическим приводом пропорционального регулирования	90	Рулонные фильтры	Матерчатые
17	Секции подогрева с обводным каналом	Однорядные	46	То же	С электрическим приводом пропорционального регулирования	92	Электрические фильтры	Типа ФЭ
18		Двухрядные	47			96	Шарнирношторчатые самоочищающиеся	Масляные
19		Трехрядные	83	Клапаны смесительные утепленные	С пневматическим приводом пропорционального действия	ФР	Фильтры ЛАИК	Из ткани Петрянова
23	Секции подогрева без обводного канала	Однорядные	84					
24		Двухрядные						
32	Клапаны приемные с утепленным створками	С ручным приводом						
27		С пневматическим приводом двухпозиционного регулирования						
33								

режимами неполной нагрузки системы. Однако, имея в виду возможное снижение нагрузки до нуля, калориферы второго подогрева должны обеспечить подогрев воздуха на полную разность температур между точками 1 и 4. В этом случае СКВ создает в помещении параметры воздуха, обозначенные точкой 1'.

При расчетных условиях теплого периода года приготовленный воздух ассимилирует избытки тепла и влаги в помещении, что представлено политропой 2—1 на $l-d$ -диаграмме.

Таблица 7.5

Вспомогательное оборудование
и приборы систем кондиционирования воздуха

Условное обозначение	Оборудование и приборы
НУ	Насосные установки
К	Двухходовые или трехходовые регулирующие клапаны на воздуховодах и трубопроводах с пневматическим или электрическим приводом
МК	Местные кондиционеры-доводчики: эжекционные МК _э и вентиляторные МК _в
МП	Местные подогреватели
РК	Распределительные или смесительные клапаны для воздуха с пневматическим или электрическим приводом
РП	Клапаны подачи с пневматическим или электрическим приводом
Э	Эжекторы-смесители
П	Плафоны (воздухораспределители)
СПВ	Специальные поверхностные воздухоохладители
СПС	Секции подогрева специальные
Ш	Шумоглушители
РВВ	Рециркуляционно-вытяжные вентиляторы
АВП	Агрегаты второго подогрева
Б	Воздуховоды для блокировки с соседним кондиционером
Т	Терморегуляторы
В	Влагорегуляторы
Д	Регуляторы давления
т	Дистанционные или местные контрольные термометры
в	Дистанционные или местные психрометры
д	Дистанционные или местные приборы для измерения давления
р	Дистанционные или местные приборы для измерения расхода

При расчетных условиях холодного периода наружный воздух (точка 15) нагревается в калориферах первого подогрева до параметров, обозначенных точками 14, 17 или 18, увлажняется до состояния, обозначенного точкой 13, подогревается в калориферах второго подогрева (точка 12) и затем, проходя по помещению, принимает параметры, обозначенные точкой 11, а при отсутствии влаговыведений — точкой 11'.

Пример применения вместо камеры орошения орошаемого поверхностного воздухоохладителя (секции 4 по табл. 7.4) показан на рис. 7.15. В этом случае значительно упрощается схема снабжения кондиционера холодной водой.

Если по конструктивным соображениям представляет целесообразным снять часть тепловой нагрузки с калориферов первого подогрева, уменьшив их габариты и сопротивление, то нагрев воздуха в них не следует снижать ниже изотермы 13 (рис. 7.5, б), заканчивая его между точкой 17 и точкой 14, например в точке 18. Тепловая нагрузка, снятая с калориферов, передается на бойлеры или змеевики, нагревающие воду камеры орошения.

Терморегулятор T_1 , устанавливаемый в помещении, управляет секцией второго подогрева регулированием

подачи тепла клапаном $K-1$; при теплоносителе паре терморегулятор T_1 регулирует также и расход воздуха через калорифер клапаном $K-2$ (см. п. 7.3 «А»).

Если влаговыведения в помещении неизменны, то постоянство влажности обеспечивается терморегулятором T_2 , а при переменных влаговыведениях — влагорегулятором B_1 , которые при режимах охлаждения (теплый период года) управляют подачей холодной воды в камеру орошения или воздухоохладитель с помощью клапана $K-3$.

При режимах нагрева (холодный период года) регулятор T_2 или B_1 управляет работой калориферов первого подогрева, регулируя подачу теплоносителя к калориферам клапаном $K-4$; при теплоносителе паре регуляторы T_2 или B_1 управляют также проходом воздуха через калорифер с помощью воздушного клапана $K-5$.

Терморегулятор T_3 предохраняет калориферы первого подогрева от замораживания при неработающем кондиционере, включая подачу минимального количества теплоносителя клапаном $K-6$, если температура наружного воздуха ниже $+2^\circ\text{C}$.

При питании калориферов 1 подогрева горячей водой устраивается также защита калориферов от замораживания во время работы кондиционера; для этого устанавливается дополнительный терморегулятор T'_3 в трубопроводе обратной воды и настраивается на температуру 30°C ; при понижении температуры обратной воды ниже 30°C терморегулятор T'_3 включает подачу горячей воды клапаном $K-6$. Терморегулятор T_3 отключает терморегулятор T'_3 , если температура наружного воздуха выше 2°C .

Открытие и закрытие клапана $K-7$ блокируется с пуском и остановом вентилятора.

В схему терморегуляторов T_1 и T_2 системы ЦН1 может быть включен терморегулятор T_K , устанавливаемый на наружном воздухе и корректирующий температуру в обслуживаемом помещении, и температуру точки росы в зависимости от изменения температуры наружного воздуха. Влагорегулятор B_1 может быть также включен, как корректор, в схему терморегулятора T_2 .

Для блокировки систем кондиционирования воздуха ЦН1 предусматривается специальный воздуховод B и ручные или дистанционно управляемые клапаны $K-11$.

В случае необходимости система снабжается шумоглушителем Ш.

Работа системы ЦН1 должна контролироваться местными или дистанционными приборами:

а) по температуре и влажности в обслуживаемом помещении — точки t_1 и $в_1$;

б) по температуре в кондиционере — точки $t_2—t_6$ (периодически);

в) по температуре воды и теплоносителя на подаче и выходе — точки $t_7—t_{13}$ (периодически);

г) по давлению воды и теплоносителя — точки $d_1—d_3$ (периодически);

д) по расходу воздуха и холодной воды — точки p_1 и p_2 .

Центральная система кондиционирования воздуха ЦН2 (рис. 7.6) применяется для обслуживания одного помещения, в котором круглый год требуется поддерживать заданную температуру при недопустимости рециркуляции воздуха. Влажность не регулируется, но ограничивается максимум $\Phi_{\text{макс}}$. Система работает при постоянном объеме подаваемого воздуха. При

расчетных условиях теплого периода года, характеризуемых точкой 5 на $I-d$ -диаграмме, воздух охлаждается до параметров точки 2, а затем смешивается с неохлажденным воздухом 5, пропускаемым через неплотности створок 6 клапана $K-1$ и приобретает параметры точки 3. Проходя вентилятор и воздуховоды, воздух нагревается до состояния, обозначенного точкой 4. Затем, ассимилируя тепло и влагу в помещении, воздух принимает заданную температуру t_1 (точка 1).

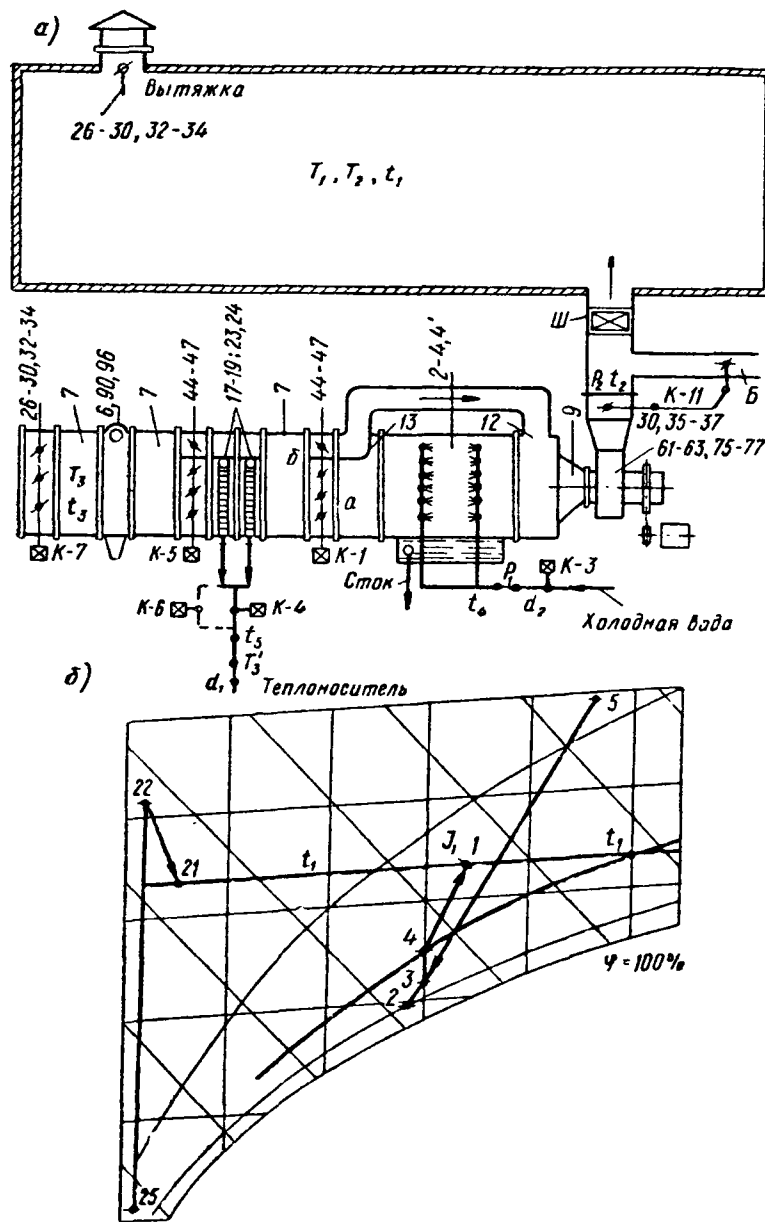


Рис. 7.6. Центральная схема кондиционирования воздуха ЦН2

а — схема сборки системы; б — схема приготовления воздуха, построенная на $I-d$ -диаграмме

В холодный период года подача холодной воды прекращается. При расчетном режиме наружный воздух (точка 25) нагревается до температуры, обозначенной точкой 22, а затем, нагревая помещение, принимает заданную температуру t_1 (точка 21).

Вместо камеры орошения (2, 3) может быть применен поверхностный орошаемый воздухоохладитель 4 (см. табл. 7.4), пример установки которого показан на рис. 7.15, или неорошаемый поверхностный воздухоохладитель 4'.

Терморегулятор T_1 , устанавливаемый в помещении, управляет распределительным клапаном $K-1$, регулирующим количество воздуха, охлаждаемого в камере

орошения или в поверхностном теплообменнике; при полном закрытии створок а терморегулятор прекращает подачу холодной воды клапаном $K-3$.

Терморегулятор T_2 , являющийся дублером терморегулятора T_1 , управляет клапанами $K-4$ и $K-5$, регулирующими работу калориферов.

Открывание и закрывание клапана $K-7$ блокируется с пуском и остановом вентилятора.

Терморегуляторы T_3 и T'_3 предохраняют калориферы от замораживания, воздействуя на клапаны $K-6$, как указано для системы ЦН1. Для блокировки системы предусматриваются воздуховод Б и клапаны $K-11$.

Работа системы ЦН2 должна контролироваться местными или дистанционными приборами:

- а) по температуре в помещении — в точке t_1 ;
- б) по температуре в кондиционере — в точках t_2 и t_3 (периодически);
- в) по температуре холодной воды и теплоносителя на подаче — в точках t_4 и t_5 (периодически);
- г) по давлению теплоносителя и холодной воды d_1 и d_2 (периодически);
- д) по расходу холодной воды и воздуха (периодически для систем большой производительности) — p_1 и p_2 .

Центральная система ЦН3 является модификацией системы ЦН1: система не имеет калорифера второго подогрева (17—19, 23, 24, рис. 7.5, а) и клапанов $K-1$ и $K-2$, вместо которых на нагнетательном воздуховоде после кондиционера установлен проходной автоматический клапан $K-11$ (30, 35—37). На вытяжке из помещения устанавливается автоматический клапан $K-8$. Система работает на наружном воздухе, поддерживая круглогодично заданную температуру t_1 и влажность воздуха Φ_1 в одном помещении, при наличии в нем круглогодичных, но переменных по величине избытков тепла. Объем подаваемого воздуха переменный; регулируется клапаном $K-11$.

Схема процесса приготовления воздуха на $I-d$ -диаграмме аналогична приведенной для системы ЦН1.

Здесь так же, как в системе ЦН1, возможна замена камеры орошения — 2, 3 на поверхностный орошаемый воздухоохладитель — 4.

Автоматическое управление и блокировка системы ЦН3 производится аналогично описанному для системы ЦН1, но при этом терморегулятор T_1 , устанавливаемый в помещении, вместо отсутствующего второго подогрева управляет воздушными клапанами $K-1$ на подаче воздуха и клапаном $K-8$ — на вытяжке из помещения.

В системах производительностью более 60 000 m^3/h вместо клапана $K-11$ количество подаваемого воздуха рекомендуется регулировать направляющим аппаратом НА, который устанавливается во всасывающем отверстии вентилятора, или изменением числа оборотов вентилятора индукторной муфтой скольжения (см. рис. 7.14 и табл. 7.4) ЭМ или гидравлической муфтой скольжения ГУ при наличии подходящих типоразмеров. Это существенно повышает экономичность системы.

Контроль работы системы ЦН3 аналогичен контролю системы ЦН1.

Центральная система кондиционирования воздуха ЦН4 является модификацией системы ЦН3, предназначенной для работы только в теплый период года, когда требуется поддерживать заданную температуру воздуха t_1 и влажность Φ_1 при недопустимости рециркуляции воздуха и наличии в помещении круглогодичных избытков тепла. Система не имеет калорифера и работает с переменным объемом подаваемого воздуха.

Схема процесса приготовления воздуха на $I-d$ -диаграмме, возможность замены камеры орошения орошаемым воздухоохладителем, а также основные положения автоматического регулирования, контроля и блокировки системы ЦН4 аналогичны приведенным для систем ЦН1 и ЦН3.

В. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, РАБОТАЮЩИЕ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Центральные СКВ, работающие с рециркуляцией, наиболее распространены. Характерные схемы этих систем приведены на рис. 7.7—7.9, условные обозначения — в табл. 7.4 и 7.5.

При рассмотрении схем этих систем следует учитывать замечания относительно клапанов $K-2$, $K-5$ и терморегуляторов T_3 и T'_3 , сделанные в пп. 7.3 «А» и 7.3 «Б».

Центральные системы ЦР1 и ЦР2 (рис. 7.7 и 7.8) применяются для обслуживания одного помещения, в

котором в теплый период года требуется поддерживать температуру t_1 при влажности Φ_1 , в холодный период температуру t_{21} при влажности Φ_{21} и постоянном объеме наружного и рециркуляционного воздуха; часто $t_1 = t_{21}$ и $\Phi_1 = \Phi_{21}$.

Система ЦР1 имеет один рециркуляционный канал, присоединяемый к кондиционеру, применяется при по-

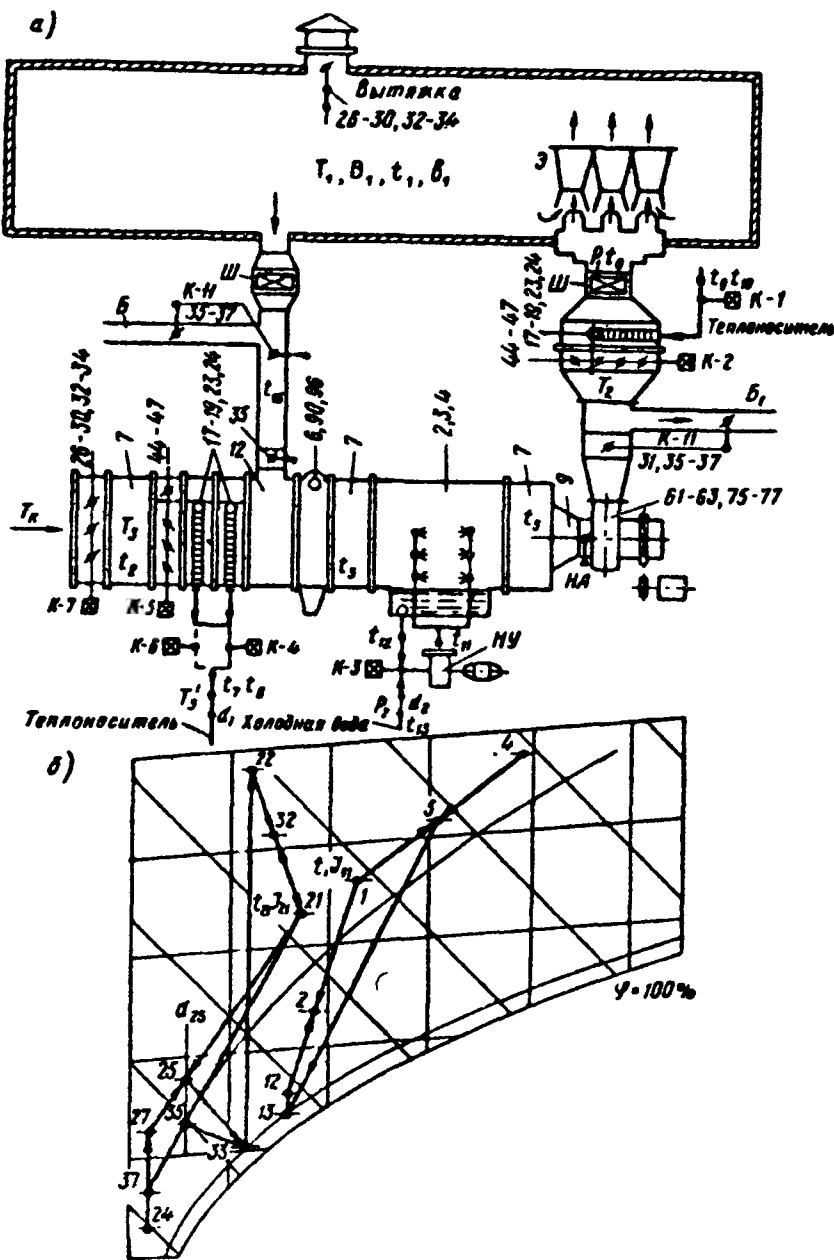


Рис. 7.7. Центральная система кондиционирования воздуха ЦР1

а — схема сборки системы; расшифровка цифровых обозначений приведена в табл. 7.4, буквенных — в табл. 7.5; б — схема приготовления воздуха, построенная на $I-d$ -диаграмме

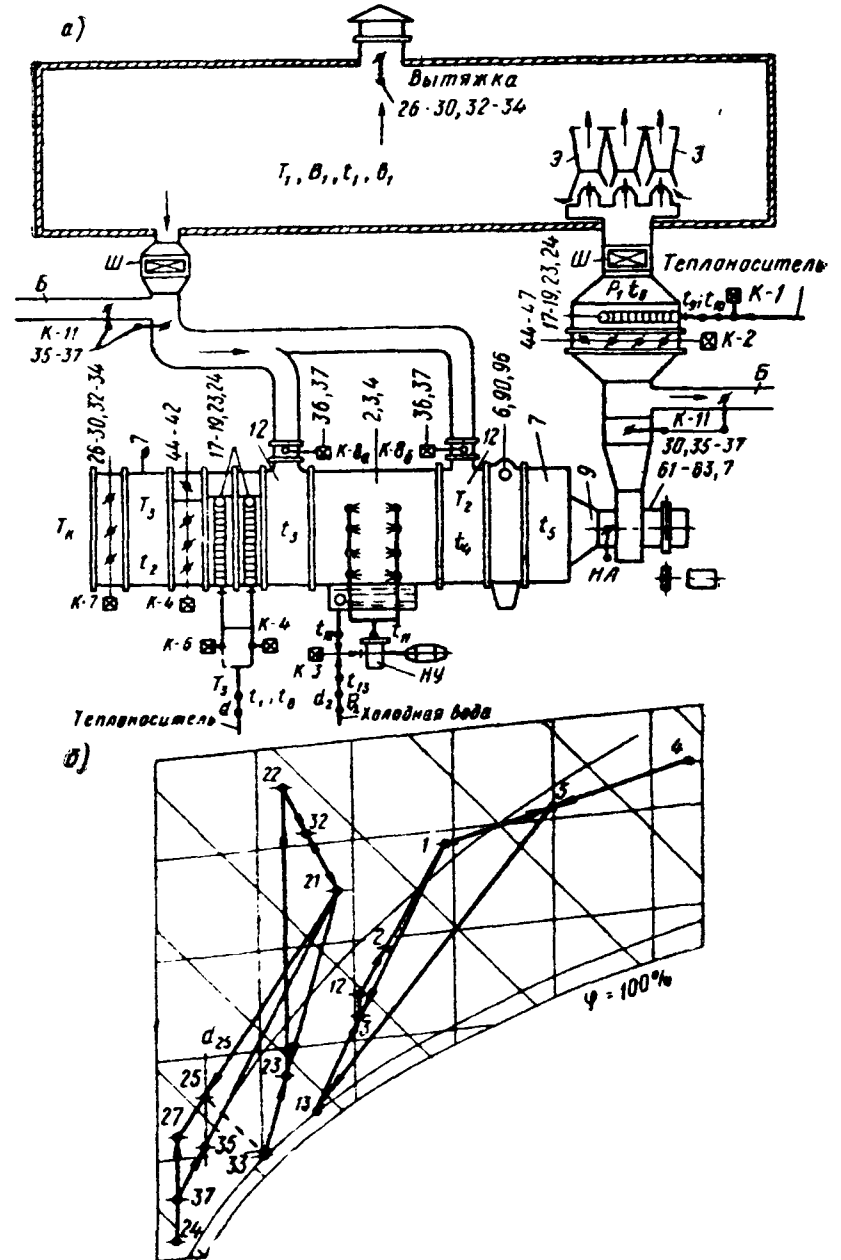


Рис. 7.8. Центральная система кондиционирования воздуха ЦР2

а — схема сборки системы; б — схема приготовления воздуха, построенная на $I-d$ -диаграмме

вышенных требованиях к поддержанию постоянной влажности (влажность воздуха в канале второй рециркуляции не контролируется) и при относительно постоянной тепловой нагрузке в помещении (рис. 7.7).

Система ЦР2 имеет два рециркуляционных канала с автоматическим регулированием распределения воздуха. Она применяется при переменной тепловой нагрузке в помещении (рис. 7.8) и меньших требованиях к относительной влажности воздуха.

В системах кондиционирования воздуха рециркуляционный воздух может подмешиваться:

а) до камеры орошения или поверхностного орошаемого воздухоохладителя (первая рециркуляция);
 б) после камеры орошения или поверхностного орошаемого воздухоохладителя (вторая рециркуляция).

Вторая рециркуляция может осуществляться также помимо кондиционера с помощью эжекторов-смесителей Э (рис. 7.7) или одновременно через кондиционер и эжектор (рис. 7.8).

При расчетном режиме для теплого периода года системы ЦР1 и ЦР2 засасывают наружный воздух, имеющий параметры, обозначенные точками 4 (см. рис. 7.7, б и 7.8, б), смешивают его с рециркуляционным воздухом (точки 1), в результате чего получается смесь с параметрами, характеризуемыми точками 5.

В системе ЦР1 (см. рис. 7.7) весь воздух, подаваемый кондиционером, охлаждается в камере орошения 2, 3 или в орошаемом поверхностном воздухоохладителе 4 до параметров точки 13, нагревается в вентиляторе и воздуховодах до параметров 12 и нагнетается в эжекторы, где производится смешение воздуха помещения с параметрами точки 1 и приготовленного воздуха с параметрами точки 12.

Из эжекторов выходит воздух с параметрами точки 2, который, ассимилируя тепло и влагу помещения, принимает параметры точки 1.

При расчетном режиме для холодного периода года в системе ЦР1 наружный воздух (точка 24) нагревается в калориферах первого подогрева до состояния, характеризуемого точками 27 или 37, смешивается с рециркуляционным воздухом, имеющим параметры точки 21, в результате чего образуется воздух с параметрами точки 25 или 35. Смесь увлажняется до состояния точки 33 и нагревается в калориферах второго подогрева до температуры точки 22, с которой она попадает в эжекторы-смесители, составляющие смесь с параметрами точки 32. Проходя помещение, воздух, поступивший из эжекторов, принимает температуру точки 21.

Если представляется целесообразным перенести часть тепловой нагрузки с калориферов первого подогрева на бойлер или змеевик в поддоне камеры орошения, как указано при описании расчетов системы ЦН1, то нагрев воздуха в калориферах первого подогрева доводят до состояния, обеспечивающего температуру смеси с первой рециркуляцией в пределах от t_{33} до t_{25} , например до температуры t_{35} .

Положение точки 35 определяется выбранной температурой t_{35} и влажностью $d_{35}=d_{25}$, а состояние воздуха после калориферов первого подогрева — точкой 37, лежащей на пересечении прямых 24—27 и 21—35—37.

Автоматическое регулирование и контроль работы системы ЦР1 аналогичен системе ЦН1. Блокировка каналами Б производится по приточному и рециркуляционному воздуховодам.

В системе ЦР2 (см. рис. 7.8) смесь наружного и рециркуляционного воздуха при состоянии, характеризуемом точкой 5 (расчетный режим для теплого периода года), охлаждается в камере орошения или в орошаемом поверхностном воздухоохладителе до состояния точки 13. Воздух с параметрами помещения (точка 1), поступая по каналу второй рециркуляции, подмешивается к охлажденному воздуху (точка 13). Смесь с параметрами точки 3 нагревается, проходя вентилятор и воздуховоды, до состояния точки 12 и подается в эжекторы, где смешивается с воздухом помещения (точка 1), а смесь при параметрах точки 2 выпускается в помещение.

В помещении, ассимилируя тепло и влагу, воздух приобретает заданные параметры.

При расчетных условиях для холодного периода, характеризуемых точкой 24, наружный воздух подогревается калориферами первого подогрева системы ЦР2 до параметров 27 или 37, затем смешивается с рециркуляционным воздухом (точка 21); смесь, представленная точкой 25 или 35, увлажняется и приобретает параметры точки 33. Воздух, поступающий по каналу второй рециркуляции, смешивается с увлажненным и приобретает параметры точки 23. Смесь нагревается в калориферах второго подогрева до состояния точки 22 и подводится к эжекторам, где вновь смешивается с воздухом помещения и выпускается с параметрами точки 32. Ассимилируя влагу и нагревая помещение, воздух приобретает параметры точки 21.

Количество воздуха, проходящего камеру орошения $\bar{L}_{ор}$, в долях от полной производительности кондиционера L_n в расчетных условиях для теплого периода года равно

$$\bar{L}_{ор} = \frac{L_{ор}}{L_n} = \frac{I_1 - I_3}{I_1 - I_{13}} \quad (7.13)$$

или

$$L_{ор} = \bar{L}_{ор} L_n \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.14)$$

Количество воздуха, проходящее по каналу первой рециркуляции (полный расход):

$$L_{п1р} = L_{ор} - L_{п.н} \text{ м}^3/\text{ч} \quad (7.15)$$

и по каналу второй рециркуляции (полный расход)

$$L_{п2р} = L_n - L_{ор} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (7.16)$$

где $L_{п.н}$ — полный расход наружного воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$;

L_n — полная производительность кондиционера в $\text{м}^3/\text{ч}$.

Автоматическое управление и контроль работы системы ЦР2 аналогичны системе ЦР1. Исключение — терморегулятор T_1 , устанавливаемый в помещении, вначале управляет клапанами $K-8_a$ и $K-8_b$, регулируемыми распределениями воздуха между каналами первой и второй рециркуляции, и после того как створки клапана на канале первой рециркуляции полностью закрываются, а на канале второй рециркуляции полностью открываются, терморегулятор T_1 переходит на управление клапанами $K-1$ и $K-2$, регулируемыми работу калориферов второго подогрева.

В зависимости от типа приборов авторегулирования иногда вместо одного терморегулятора T_1 устанавливается два терморегулятора T_1 и T'_1 (дублер), из которых первый управляет клапанами $K-8_a$ и $K-8_b$, а второй — клапанами $K-1$ и $K-2$, причем сохраняется описанная выше последовательность работы клапанов.

Система ЦР3 (рис. 7.9) работает с переменным объемом наружного и рециркуляционного воздуха. Она, как правило, экономичней систем ЦР1 и ЦР2, работающих с постоянным расходом этих компонентов, так как обеспечивает максимальное использование наружного воздуха для охлаждения помещения.

При работе с переменным объемом наружного и рециркуляционного воздуха наиболее надежны системы, имеющие два вентилятора — приточный и рециркуляционный, как показано на рис. 7.9. Система может иметь только один вентилятор (см. рис. 7.8) как для системы ЦР2, но при этом количество воздуха, удаляемого вытяжной вентиляцией, приходится регулировать так, чтобы обеспечить постоянство подпора воздуха в помещении.

Двухвентиляторные системы расходуют меньше электроэнергии, если сопротивление рециркуляцион-

ных воздуховодов больше сопротивления участка питания кондиционеров наружным воздухом и, как правило, создают меньший уровень шума, так как вентиляторы работают на более низких давлениях, чем общий вентилятор в одновентиляторной системе. Двухвентиляторные системы обеспечивают также большую надежность автоматического регулирования, однако они дороже одновентиляторных систем и требуют больше площади для размещения оборудования.

Иногда система, работающая с переменным объемом компонентов смеси, делается с двумя рециркуляционными каналами (система ЦР4), имеющими автоматическое регулирование.

Так как влажность воздуха в канале второй рециркуляции не контролируется, то такие системы можно применять при пониженных требованиях к регулированию влажности воздуха.

Однако она более экономична, чем система ЦР3 при тепловой нагрузке помещения, испытывающей существенные колебания.

В системе ЦР3 (рис. 7.9) при расчетном режиме для теплого периода года рециркуляционный воздух, подаваемый вентилятором РВВ, нагревается от параметров точки 1 до параметров точки 6 и затем смешивается с наружным воздухом, имеющим параметры точки 4. В результате получается смесь с параметрами точки 5.

Дальнейшее приготовление воздуха для расчетного теплого периода аналогично таковому для системы ЦР1.

При расчетных наружных условиях для холодного периода система ЦР3 засасывает наружный воздух (точка 24), смешивает его с рециркуляционным воздухом (точка 21); смесь (точка 27) нагревается в калориферах первого подогрева до температуры, соответствующей точке 25, а затем увлажняется до параметров, представленных точкой 33. Нагрев воздуха в вентиляторах и сетях в холодный период не учитывается.

Увлажненный воздух подогревается в калориферах второго подогрева до параметров точки 22 и, если нужно, подводится к эжекторам, где смешивается с воздухом помещения (точка 21). Смесь при параметрах, соответствующих точке 32, или воздух с параметрами точки 22 выпускается в помещение, нагревая его и ассимилируя избытки влаги. В результате воздух приобретает заданные параметры (точка 21). Часто параметры точек 21 и 1 совпадают.

Терморегулятор T_1 , устанавливаемый в помещении, управляет секцией второго подогрева путем регулирования подачи теплоносителя клапаном $K-1$ и расхода воздуха через калорифер с помощью воздушного клапана $K-2$.

В тех случаях, когда влаговыделения в помещении неизменны, постоянство влажности обеспечивается терморегулятором «точки росы» T_2 , который на режимах охлаждения (в теплый период года) управляет подачей холодной воды в камеру орошения или в поверхностный орошаемый воздухоохладитель клапаном $K-3$.

При непостоянных влаговыделениях влажность регулируется влагорегулятором B .

Регулятор T_2 или B в теплый период года работает совместно с терморегулятором T_4 , датчиком которого является мокрый термометр, устанавливаемый в наружном воздухе и работающий по следующей программе:

а) при теплосодержании наружного воздуха $I_n > I_1$ терморегулятор T_4 (рис. 7.9) устанавливает клапаны $K-8$ и $K-10$ на режим минимальной подачи наружного воздуха и минимального выброса;

б) когда теплосодержание наружного воздуха лежит в пределах $I_{13} < I_n < I_1$, терморегулятор T_4 устанавливает клапаны $K-8$ и $K-10$ на режим максимальной подачи наружного воздуха и максимального выброса и подключает управление этими клапанами непосредственно к терморегулятору T_2 или влагорегулятору B_1 .

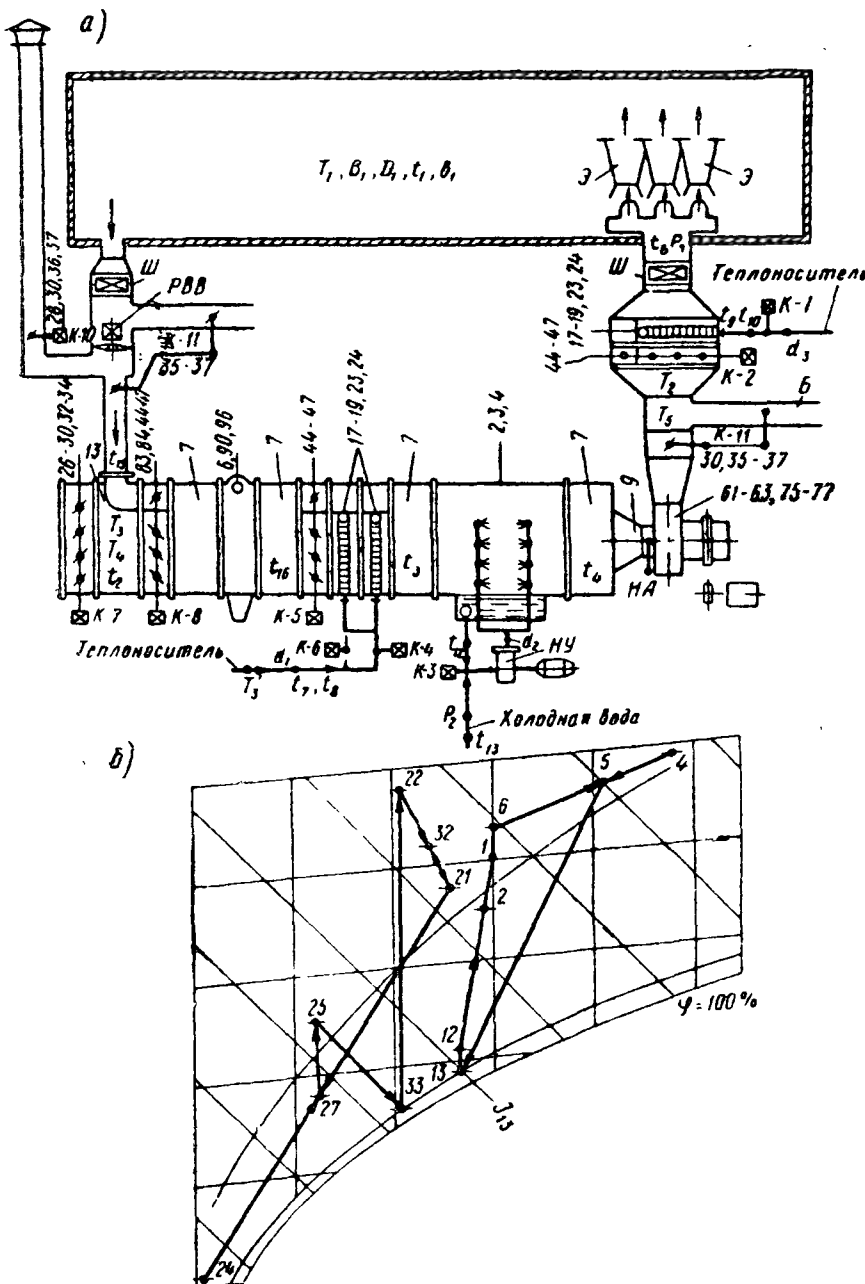


Рис. 7.9. Центральная система кондиционирования воздуха ЦР3

а — схема сборки системы (при установке смешительного утепленного клапана 83 или 84 клапан $K-7$ не устанавливается); б — схема приготовления воздуха, построенная на $I-d$ -диаграмме

Система ЦР3 применяется для обслуживания одного помещения, в котором круглый год требуется поддерживать заданные температуру и влажность воздуха. Система имеет один рециркуляционный канал и применяется при повышенных требованиях к постоянству влажности при относительно постоянной тепловой нагрузке в помещении.

В холодный период года регуляторы T_2 или B_1 последовательно управляют клапанами $K-8$ и $K-10$, $K-4$ и $K-5$; при понижении теплосодержания наружного воздуха до минимума клапаны $K-8$ и $K-10$ постепенно сокращают подачу наружного воздуха и выброс, доводя их до минимума; после этого регуляторы T_2 и B_1 переходят на управление клапанами $K-4$ и $K-5$, регулируя работу калориферов первого подогрева.

В системах большой производительности и в случаях, требующих осуществления надежного подпора воздуха в кондиционируемом помещении, клапан $K-10$ следует регулировать независимо от клапана $K-8$. При этом клапан $K-10$ присоединяют к регулятору избыточного давления D_1 , устанавливаемому в помещении.

Терморегуляторы T_3 и T'_3 предохраняют калориферы первого подогрева от замерзания по схеме, описанной для системы ЦН1.

Открытие и закрытие клапана $K-7$ и $K-10$ блокируется с пуском и остановом вентиляторов; при остановке вентиляторов клапаны закрываются.

В схему терморегуляторов T_1 и T_2 может быть включен терморегулятор T_k , устанавливаемый в наружном воздухе и корректирующий температуру в обслуживаемом помещении и температуру «точки росы», в зависимости от изменения температуры наружного воздуха. Влагорегулятор B_1 может быть также включен, как корректор, в схему терморегулятора T_2 .

Работа системы ЦРЗ должна контролироваться местными или дистанционными приборами:

а) по температуре и влажности в обслуживаемом помещении — точки t_1 и ϕ_1 ;

б) по температуре в кондиционере — точки t_2-t_6 , t_{15} и t_{16} (периодически);

в) по температуре воды и теплоносителя на подаче и выходе — точки t_7-t_{10} , t_{12} и t_{13} (периодически);

г) по давлению воды и теплоносителя — точки d_1-d_3 (периодически);

д) по расходу воздуха и холодной воды — точки p_1 и p_2 (периодически).

Схема приготовления воздуха системы ЦР4 для расчетного режима в теплый период года аналогична таковой для системы ЦР2, за исключением нагрева воздуха в рециркуляционно-вытяжном вентиляторе РВВ, которого нет в системе ЦР2.

Расчетный режим для холодного периода аналогичен системе ЦР3.

Увлажненный воздух в системе ЦР4 смешивается с воздухом, поступающим по каналу второй рециркуляции, и смесь нагревается в калориферах второго подогрева, а затем выпускается в помещение, где приобретает заданные параметры.

Количество воздуха, проходящего через камеру орошения $L_{ор}$ по каналам первой и второй рециркуляции, в расчетных условиях для теплого периода определяют по формулам (7.13) — (7.16).

Автоматическое управление и контроль работы системы ЦР4 осуществляются аналогично управлению и контролю системы ЦР3, за исключением того, что терморегулятор T_1 , установленный в помещении, вначале управляет клапаном, регулирующим расход воздуха по каналу второй рециркуляции, а после того как створки клапана открываются полностью, терморегулятор T_1 переходит на управление клапанами, регулирующими работу калорифера второго подогрева.

Клапан в канале второй рециркуляции в момент перехода на режим, соответствующий холодному периоду года, находится в положении полного открытия и остается в этом положении на весь холодный период.

Г. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ МНОГОЗОНАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, РАБОТАЮЩИЕ НА НАРУЖНОМ ВОЗДУХЕ

Центральные многозональные СКВ, работающие на наружном воздухе (МН), применяют в тех же случаях, что и системы, описанные в п. 7.3 «Б». Характерные схемы этих систем приведены на рис. 7.10 и 7.11, условные обозначения — в табл. 7.4 и 7.5. При рассмотрении схем следует учитывать замечания относительно клапанов $K-2$, $K-5$ и терморегуляторов T_3 и T'_3 , сделан-

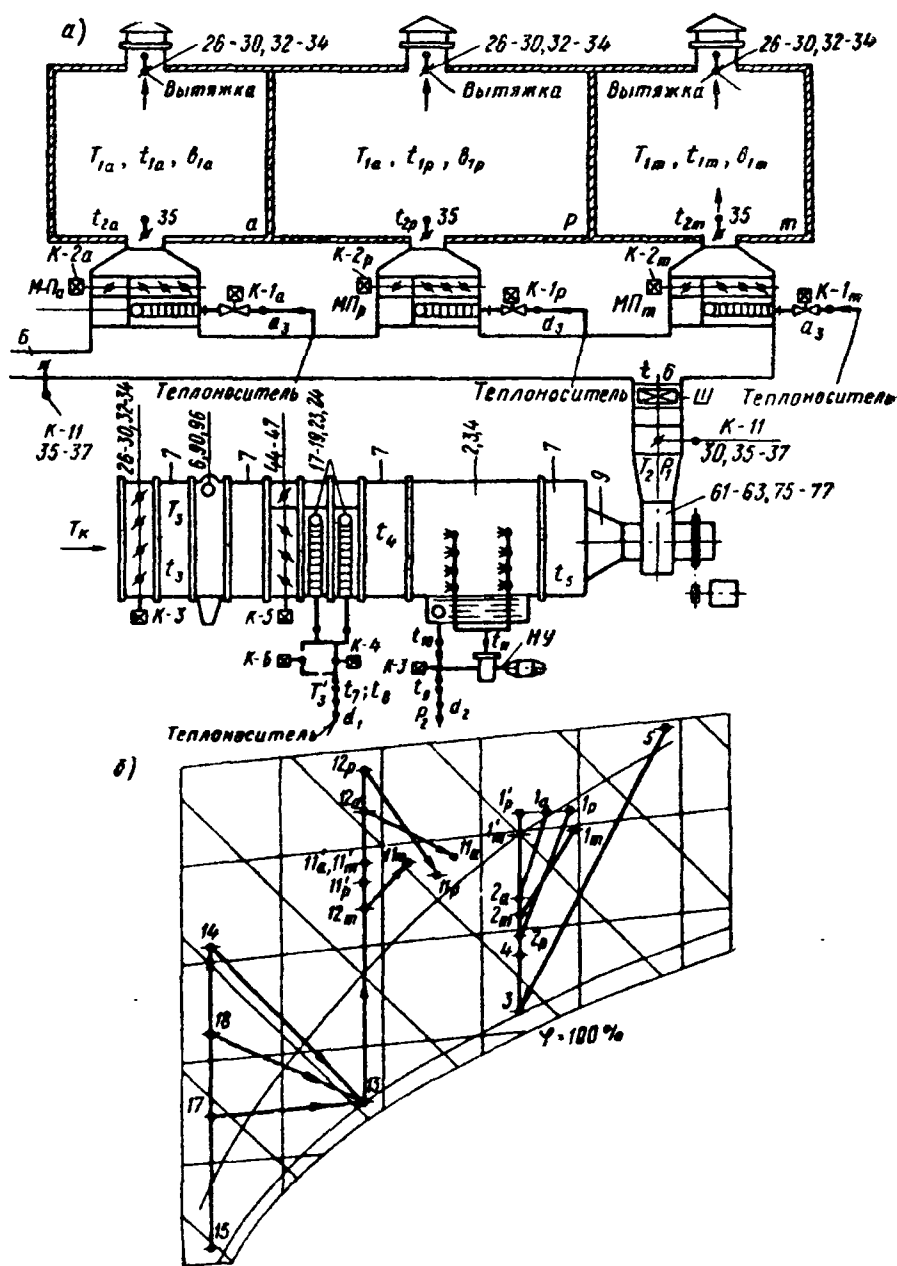


Рис. 7.10. Центральная многозональная система кондиционирования воздуха МН1

а — схема сборки системы; расшифровка цифровых обозначений приведена в табл. 7.4, буквенных — в табл. 7.5; б — схема приготовления воздуха, построенная на $i-d$ -диаграмме

ные в п. «А» и «Б». По соображениям, приведенным в п. «Б», при питании калориферов местного подогрева водой нет необходимости также в установке автоматических клапанов $K-2_a$, $K-2_p$, $K-2_m$ для системы МН1 и автоматического клапана $K-10$ для системы МН2.

Устройство центральных многозональных систем, как правило, более экономично, чем устройство отдельных систем для каждого помещения, но с их помощью

не может быть достигнута столь же высокая степень точности поддержания влажности в помещениях, как при отдельных системах, особенно если в этих помещениях имеются различные и переменные по величине влаговыведения.

Центральная многозональная система кондиционирования воздуха МН1 (рис. 7.10) применяется для обслуживания группы помещений, в которых в теплый период года требуется поддерживать температуру в пределах от t_a до t_m при допустимых колебаниях относительной влажности от h_a до h_m , а в зимнее и переходное время поддерживать температуру в пределах от t_{1a} до t_{1p} при допустимых колебаниях влажности от h_{1a} до h_{1p} при работе только на наружном воздухе.

В состав системы МН1 помимо кондиционера входят местные подогреватели МП, устанавливаемые по числу обслуживаемых помещений или комплексов одинаковых помещений и, как правило, в непосредственной близости к кондиционеру.

При расчетных наружных условиях для теплого периода система МН1 засасывает наружный воздух при параметрах, соответствующих точке 5 (рис. 7.10), фильтрует его и затем охлаждает в камере орошения — 2, 3 или в поверхностном орошаемом воздухоохладителе 4, до состояния, соответствующего точке 3. Затем воздух нагревается при проходе через вентилятор и воздуховоды до температуры точки 4 и подогревается в местных подогревателях МП до температур точек 2_a , 2_m или 2_p в зависимости от потребности, нагнетается в эти помещения и приобретает заданные параметры.

При расчетных условиях для холодного периода наружный воздух с параметрами точки 15 подогревается в калориферах первого подогрева до температуры, соответствующей точкам 14, 17 или 18 (см. п. 7Б) увлажняется и приобретает параметры точки 13. Затем воздух нагревается в местных подогревателях до параметров, соответствующих точкам 12_a , 12_p или 12_m , при которых выпускается в помещения и приобретает заданные параметры.

При отсутствии влаговыведений в любом из помещений параметры воздуха в нем изменяются, например в помещении p они станут равными летом параметрам в точке 1_p , а зимой 11_p вместо параметров в точках 1_p и 11_p , соответствующих заданным влаговыведениям.

Терморегуляторы T_{1a} , T_{1p} и T_{1m} , устанавливаемые в помещениях a , p и m , соответственно управляют местными подогревателями МП_a, МП_p и МП_m, регулируя подачу тепла клапанами $K-1_a$, $K-1_p$ и $K-1_m$ и расход воздуха через калориферы клапанами $K-2_a$, $K-2_p$ и $K-2_m$.

Влажность регулируется терморегулятором T_2 , который на режимах охлаждения (теплый период года) управляет подачей холодной воды в камеру орошения или в орошаемый воздухоохладитель с помощью клапана $K-3$.

При режимах нагрева (холодный период года) регулятор T_2 управляет работой калориферов первого подогрева, регулируя подачу теплоносителя клапаном $K-4$, и расход воздуха через калориферы воздушным клапаном $K-5$.

Терморегулятор T_3 и клапаны $K-6$ и $K-7$ работают так же, как у системы ЦН1.

В схемы терморегуляторов T_{1a} , T_{1p} , T_{1m} и T_2 может быть включен терморегулятор T_k , корректирующий температуру помещений и «точки росы» в зависимости от температуры наружного воздуха.

Работа системы МН1 должна контролироваться местными или дистанционными приборами:

- а) по температуре и влажности в обслуживаемых помещениях — точки t_{1a} , t_{1p} , t_{1m} , h_{1a} , h_{1p} , h_{1m} ;
- б) по температуре в воздуховодах и кондиционере — точки t_{2a} , t_{2p} , t_{2m} , t_3 — t_6 (периодически);
- в) по температуре воды и теплоносителя — точки t_7 — t_{11} (периодически);

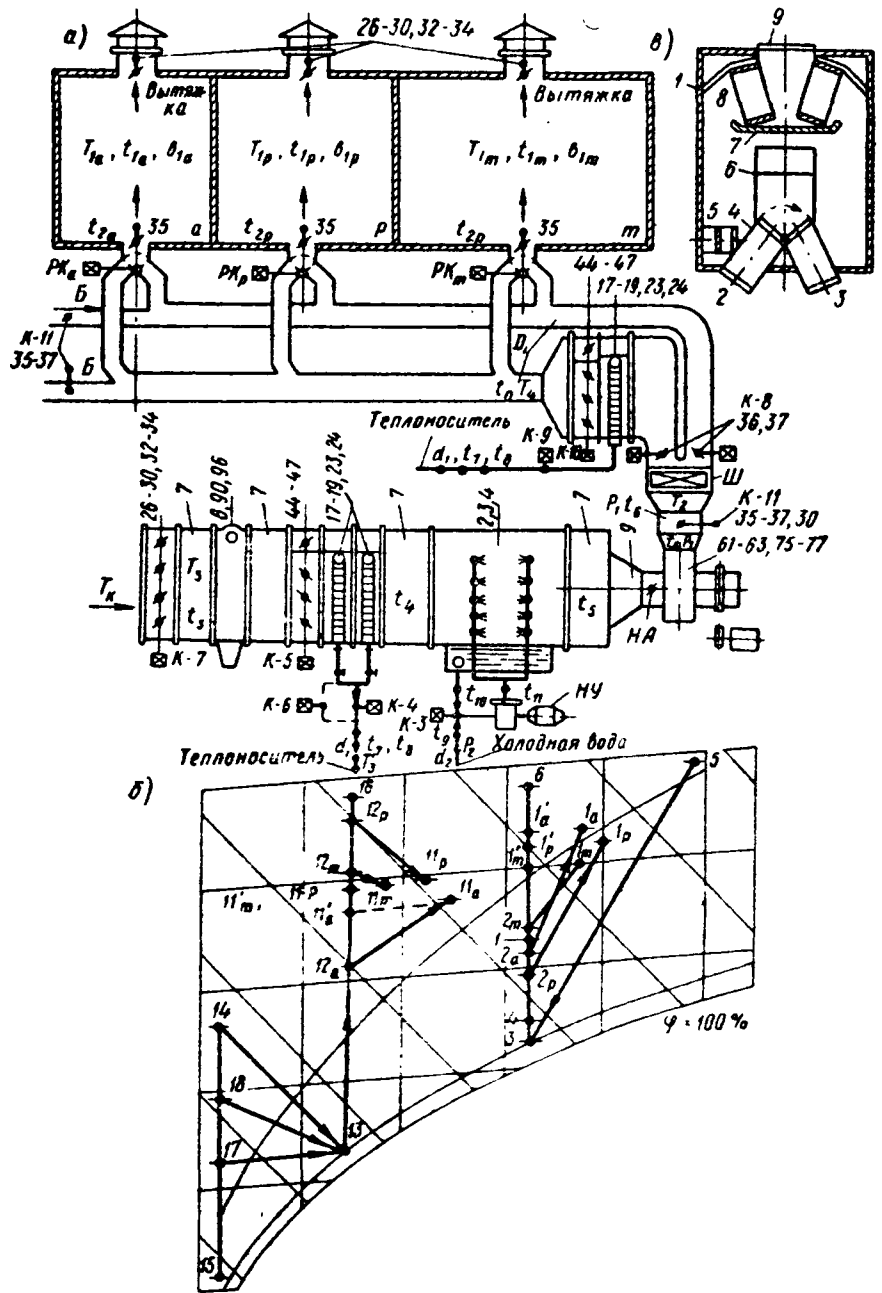


Рис. 7.11. Центральная многозональная двухканальная система кондиционирования воздуха МН2

а — схема сборки системы; б — схема приготовления воздуха, построенная на $I-d$ -диаграмме; в — смеситель РК

1 — корпус смесителя; 2 и 3 — патрубки холодного и подогретого воздуха; 4 — перекидной регулирующий клапан; 5 — пневматический исполнительный механизм; 6 — регулятор расхода; 7 — экраный шумоглушитель; 8 — пластинчатый шумоглушитель; 9 — патрубок приточного воздуха

- г) по давлению воды и теплоносителя — точки d_1 — d_3 (периодически);
- д) по расходу воздуха и холодной воды — точки p_1 и p_2 (периодически).

Центральная многозональная двухканальная система кондиционирования воздуха МН2 (рис. 7.11) применяется для обслуживания группы помещений, в которых требуется поддерживать условия, аналогичные указанным для системы МН1.

В состав системы МН2 кроме кондиционера входит дополнительное оборудование для местного приготовления воздуха:

а) клапаны К-8 для распределения воздуха между воздухопроводами холодного и подогретого воздуха;

б) калорифер второго подогрева и регулирующие его клапаны К-9 и К-10;

в) местные смесители PK_a , PK_p и PK_m — по числу обслуживаемых помещений или комплексов одинаковых помещений; схема смесителя конструкции НИИСантехники показана на рис. 7.11, а.

Местные смесители устанавливают, как правило, в непосредственной близости к обслуживаемым помещениям, но иногда и вблизи кондиционера.

Если число обслуживаемых помещений или их комплексов превышает шесть, то оборудования для местного распределения воздуха в двухканальной системе получается меньше и оно становится дешевле, чем в системе с местными подогревателями. Преимущества двухканальной системы возрастают с увеличением числа обслуживаемых помещений.

В тех случаях, когда многозональная система устраивается с местными доводчиками, расположенными вблизи обслуживаемых помещений, двухканальная система выгодно отличается от других систем отсутствием разветвленной сети подводов тепло- и хладоносителя вблизи или внутри обслуживаемых помещений.

К недостаткам двухканальных систем относится трудность обеспечения тепловой и аэродинамической устойчивости системы и повышенная стоимость воздухопроводов и теплоизоляции сетей.

При расчетных наружных условиях для теплого периода года система МН2 засасывает наружный воздух при параметрах, соответствующих точке 5 (рис. 7.11), фильтрует его и затем охлаждает в камере орошения или в поверхностном орошаемом воздухоохладителе до состояния, соответствующего точке 3. Воздух нагревается при проходе через вентилятор и воздухопроводы до температуры точки 4. При этих параметрах воздух поступает в канал холодного воздуха и к калориферу второго подогрева, стоящему в канале теплого воздуха, где он нагревается до параметров точки 6. В смесителях PK_a , PK_p , PK_m холодный и подогреваемый воздух смешивается в зависимости от потребности помещений до параметров, соответствующих точкам 2а, 2р, 2м, с которыми он поступает в помещения, где ассимилируя избытки тепла и влаги, приобретает параметры 1а, 1р, 1м.

Смесители двухканальной системы при полном открытии клапана на проходе холодного воздуха пропускают от 5 до 10% воздуха из канала подогретого воздуха за счет неплотности клапана. Поэтому минимальную температуру воздуха, приготавливаемого для помещений в каналах после смесителя, определяют по формуле

$$t_{2c} = (1-n) t_4 + n t_b, \quad (7.17)$$

где n — неплотность закрытого клапана на проходе подогретого воздуха в долях от суммарного поступления через клапан (от 0,05 до 0,1 — уточняется по данным завода-поставщика);

t_4 , t_{2c} , t_b — температура воздуха соответственно в канале холодного воздуха, минимальная в каналах после смесителей и в канале теплого воздуха.

Полезная производительность двухканальной системы определяется рабочей разностью температур $\Delta t_p = t_1 - t_{2c}$.

Максимальная полезная пропускная способность воздухопровода холодного воздуха принимается равной

$L(1-n)$ м³/ч, а подогретого воздуха — от 50 до 70% от нее и только в редких случаях доводится до 100%. Отсюда температура в канале подогретого воздуха в теплый период года должна быть равна:

$$t_b = t_{2c} + \frac{\Delta t_p}{K_k(1-n)}, \quad (7.18)$$

где K_k — пропускная способность канала подогретого воздуха в долях (0,5—0,7) от пропускной способности канала холодного воздуха;

t_{2c} — средневзвешенная температура воздуха, вводимого в помещения при максимальной нагрузке в теплый период года, в град;

t_1 — средневзвешенная температура воздуха в помещениях в °С (на рис. 7.11 не показана);

L — полезная производительность системы в м³/ч.

При расчетных условиях холодного периода года наружный воздух с параметрами точки 15 подогревается в калориферах первого подогрева до температуры, соответствующей точкам 14, 17 или 18 (см. п. 7.3.Б), увлажняется и приобретает параметры точки 13. Затем воздух проходит вентилятор и воздухопроводы, часть его подогревается в калориферах второго подогрева и поступает в канал подогретого воздуха с параметрами точки 16. Неподогретая часть воздуха поступает в канал холодного воздуха. Затем производится приготовление воздуха в смесителях, и с параметрами точек 12а, 12р, 12м он поступает в помещение и приобретает параметры точек 11а, 11р, 11м.

При отсутствии влаговыведений в любом из помещений параметры воздуха в нем изменяются, например в теплый период года в помещении р они станут равными параметрам в точке 1'р, а в холодный период 11'р вместо параметров в точках 1р и 11р.

Терморегуляторы T_{1a} , T_{1p} и T_{1m} , устанавливаемые в помещениях а, р и м, соответственно управляют местными смесителями PK_a , PK_p , ..., PK_m регулированием смеси воздуха, прошедшего калориферы второго подогрева, с воздухом, не прошедшим эти калориферы.

Терморегуляторы T_2 и T_3 и клапаны К-4, К-5, К-6 и К-7 работают так же, как и у системы МН1.

Терморегулятор T_4 , установленный в подающем канале после калориферов второго подогрева, управляет клапанами подачи теплоносителя К-9 и воздушными клапанами К-10.

Регулятор статического давления D_1 с помощью клапанов К-8 выравнивает статическое давление в подающих каналах кондиционера. Если смесители PK снабжены индивидуальными регуляторами давления, то установка магистральных клапанов К-8 и регуляторов D_1 необязательна.

Работа системы МН2 должна контролироваться местными или дистанционными приборами по аналогии с контролем системы МН1. Дополнительно к этому следует контролировать температуру в точке t_n , за калорифером второго подогрева.

Центральная многозональная система кондиционирования воздуха МН3 (рис. 7.12) применяется для обслуживания группы помещений, имеющих круглогодичные избытки тепла, в которых требуется поддерживать температуру и влажность воздуха в тех же пределах, что и для системы МН1, при недопустимости рециркуляции воздуха.

Система работает с местным количественным регулированием подачи воздуха, и в ее состав помимо кондиционера входят камеры постоянного статического давления КП, КВ и автоматические клапаны РПа,

$РП_p, РП_m$, устанавливаемые по числу обслуживаемых помещений или комплексов одинаковых помещений.

Схема приготовления воздуха для системы МНЗ принципиально не отличается от схемы для систем МН1, за исключением того, что температура приготовленного воздуха (точки 2 и 12) остается неизменной для всех помещений, а переменным является количество подаваемого воздуха.

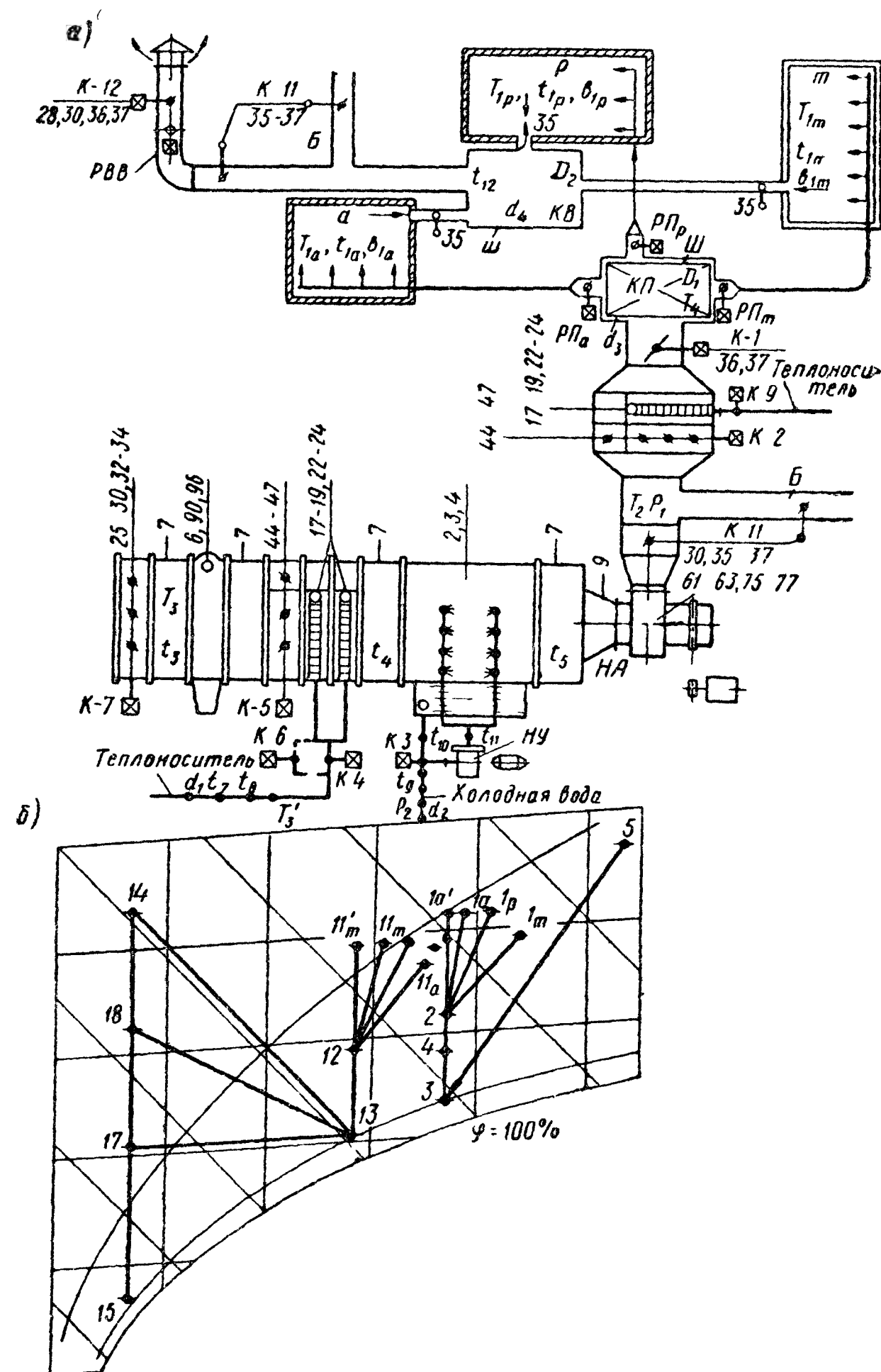


Рис. 7.12. Центральная многозональная система кондиционирования воздуха МНЗ

а — схема сборки системы; б — схема приготовления воздуха, построенная на $I-d$ -диаграмме

Терморегуляторы T_{1a}, T_{1p}, T_{1m} , устанавливаемые в помещениях a, p и m , соответственно управляют клапанами подачи воздуха $РП_a, РП_p, РП_m$.

Терморегуляторы T_2 и T_3 и клапаны $K-4, K-5, K-6$ и $K-7$ работают как у системы МН1.

Терморегулятор T_4 поддерживает постоянную температуру в камере статического давления $KП$ с помощью клапанов $K-9$ и $K-2$.

Регуляторы статического давления D_1 и D_2 , установленные в камерах статического давления на подаче

$KП$ и на вытяжке $KВ$, поддерживают постоянство давления в них путем воздействия на клапаны $K-1$ и $K-12$, регулирующие производительность соответствующих вентиляторов. Вместо клапанов $K-1$ и $K-12$ могут быть применены регулируемые направляющие аппараты $НА$, электрические или гидравлические муфты скольжения.

Работа системы МНЗ должна контролироваться местными или дистанционными приборами по аналогии с контролем системы МН1. Дополнительно следует контролировать статическое давление в точках d_3 и d_4 .

Система МНЗ мало распространена в связи со сложностью регулирования и значительными габаритами камер статического давления, хотя последние могут использоваться как шумоглушители $Ш$.

Д. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ МНОГОЗОНАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, РАБОТАЮЩИЕ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Центральные многозональные системы СКВ, работающие с рециркуляцией (МР), получили широкое распространение.

Замечания относительно клапанов $K-2_a, K-2_p, K-2_m$, $K-5$ и терморегуляторов T_3 и T_3' , сделанные в п. 7.3 «А» и 7.3 «Б», относятся и к данному пункту.

Центральная многозональная рециркуляционная система кондиционирования воздуха МР1 является комбинацией кондиционера системы ЦРЗ (см. рис. 7.9) и калориферов местного подогрева системы МН1 (см. рис. 7.10). При добавлении в кондиционер канала и автоматического клапана второй рециркуляции может быть получена модификация МР2.

Системы МР1 и МР2 применяют для обслуживания группы помещений в тех же случаях, что и системы МН1, МН2, МНЗ, но при использовании переменного объема наружного и рециркуляционного воздуха с одним или двумя рециркуляционными каналами.

Работа систем МР1 и МР2 ясна из описания схем систем МН1, ЦРЗ и ЦР4.

Современные центральные системы часто строятся с поверхностными воздухоохладителями, например система МР3. Они компактней и проще систем, работающих с камерами орошения, и могут применяться в тех случаях, когда соблюдение постоянной влажности не обязательно.

В системе МР3 (рис. 7.13) терморегулятор T_2 в канале подогретого воздуха регулирует работу калорифера второго подогрева клапаном $K-4$; T_2 заблокирован с корректирующим терморегулятором T_3 , получающим импульс от наружной температуры. Оба терморегулятора в периоды, когда требуется нагрев помещения, постепенно увеличивают температуру в воздуховоде подогретого воздуха до наивысшей, а при повышении наружной температуры постепенно снижают ее до минимальной. Вследствие этого в периоды средних атмосферных условий не происходит отклонения створок смесительных клапанов $РК_a, РК_p$ и $РК_m$ в положения, близкие к полному закрытию, что улучшает баланс давлений в системе.

В холодном воздуховоде терморегулятор T_4 держит температуру на уровне, не превышающем заданной «точки росы», например 13°C , регулируя расход наружного воздуха клапанами $K-8$ и $K-10$ и нагрев воздуха в калориферах первого подогрева клапаном $K-6$. При повышении наружной температуры в воздухоохладитель подается холодная вода, регулируемая терморегулятором T_4 и клапаном $K-3$.

Применение отопительных агрегатов вместо калориферов уменьшает габариты кондиционеров и экономит электроэнергию, так как она расходуется на второй подогрев только тогда, когда имеется потребность в тепле.

Клапаны *К-8* служат для перераспределения воздуха по магистралям сети, а клапаны *К-11* — для блокировки системы с соседними кондиционерами.

Уменьшение производительности приточного вентилятора нарушает воздушный баланс в помещении. Восстановление баланса производится регулятором давления D_1 , поддерживающим на постоянном уровне разность между давлением воздуха в помещении и давлением наружного воздуха, а также между давлением воздуха в помещении и давлением воздуха в соседних помещениях изменением числа оборотов вентилятора РВВ с помощью индукторной электромуфты $ЭМ_2$. Это может быть достигнуто блокировкой муфт $ЭМ_1$ и $ЭМ_2$ без регулятора D_1 .

Остальные узлы СКВ большой производительности работают, регулируются и контролируются аналогично описанному ранее.

Ж. МЕСТНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Система с кондиционерами, установленными внутри обслуживаемых помещений, носит название *местной*. Системы, оборудованные местными кондиционерами, имеют производительность до 20 тыс. $м^3/ч$ и могут быть построены по любой из схем приготовления воздуха, применяемых для центральных систем, но в большинстве случаев схемы упрощают и применяют те, которые устанавливаются промышленностью, выпускающей местные кондиционеры. Для компактности и простоты обслуживания местные кондиционеры часто выпускают с поверхностными воздухоохладителями вместо камер орошения.

Распространены местные системы с автономными кондиционерами, которые имеют теплообменники непосредственного испарения и встроенные холодильные машины. Автоматизация местных систем часто сводится к двухпозиционному включению или отключению кондиционера или к отключению и включению его теплообменников к сетям тепла или холода.

Недостатки местных систем: повышенный шум, связанный с работой вентиляторов и холодильных машин при установке кондиционеров внутри обслуживаемых помещений, затруднительность обслуживания большого числа агрегатов, а также сравнительно короткий срок службы местных кондиционеров, в среднем оцениваемый 7 годами, в то время как для центральных систем он равен примерно 20 годам.

3. КОМБИНИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы, которые обслуживаются одновременно центральными и местными кондиционерами, носят название *комбинированных*, или *смешанных*, СКВ. В большинстве случаев системы состоят из центрального кондиционера, в котором обрабатывается наружный воздух в количестве, соответствующем санитарной норме или потребностям в наружном воздухе для других целей (местные отсосы, разбавление вредных выделений), и местных кондиционеров-доводчиков *М*, установленных в обслуживаемых помещениях. В зависимости от размеров и назначения здания возможности размеще-

ния оборудования, условий получения и распределения тепла, холода и электроэнергии основная обработка воздуха производится в центральных или местных кондиционерах.

На рис. 7.15 представлена комбинированная система КС1 с центральным кондиционером, в котором готовится наружный воздух в объеме, требующемся по санитарным нормам, и местными кондиционера-

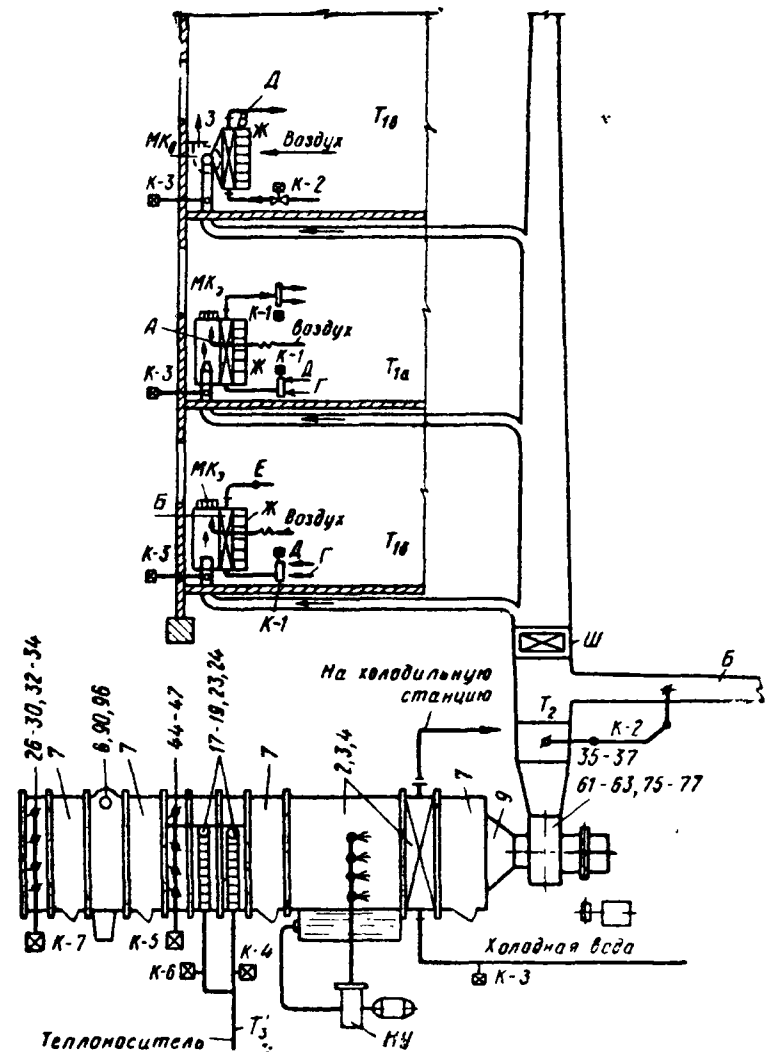


Рис. 7.15. Комбинированная система кондиционирования воздуха КС1 с местными кондиционерами-доводчиками эжекционного типа МКэ или вентиляторного типа МКв

А — теплообменник, включенный по четырехтрубной схеме; Б — то же, включенный по трехтрубной схеме; В — то же, включенный по двухтрубной схеме; Г — трубопроводы теплоносителя; Д — трубопроводы холодоносителя; Е — общий обратный трубопровод; Ж — фильтр; К-1 — трехходовой клапан; К-2 — проходной клапан; К-3 — проходной ручной или дистанционно управляемый воздушный клапан

ми-доводчиками, обрабатывающими рециркуляционный воздух, охлаждая его в теплый и нагревая в холодный период года.

Воздух поступает к смесителям с температурой на $10-18^\circ$ ниже температуры, поддерживаемой в помещении. Наружный воздух фильтруется, в холодный период года подогревается в калориферах, а в теплый период охлаждается и осушается в поверхностном орошаемом воздухоохладителе 4 (показан на схеме) или в камере орошения 2, 3.

Защита калориферов от замораживания, блокировка клапана $K-7$ и регулирование кондиционера терморегулятором T_2 по «точке росы» аналогичны системе ЦН1 (см. рис. 7.5).

Местные кондиционеры-доводчики эжекционного типа $МК_3$ или вентиляторного типа $МК_В$, размещенные в помещениях, имеют теплообменники, включаемые в сети тепло- и холодоснабжения по четырехтрубной (А), трехтрубной (Б) или двухтрубной (В) схемам.

Четырехтрубная и трехтрубная схемы обеспечивают индивидуальное включение тепло- или холодоносителя в любой местный кондиционер, а двухтрубная схема может эксплуатироваться с общим пофасадным или групповым включением тепло- или холодоносителя. Недостатком трехтрубной схемы является смешение тепло- и холодоносителя в общем обратном трубопроводе, хотя, по данным НИИСантехники, в ряде случаев трехтрубная система более экономична, чем четырехтрубная.

Местные кондиционеры-доводчики регулируются терморегуляторами T_{1a} , $T_{1б}$ и т. д., устанавливаемыми в обслуживаемых помещениях и управляющими трехходовыми клапанами $K-1$ или проходными клапанами $K-2$ на трубопроводах тепло- и холодоносителей. Клапаны $K-3$ служат для периодического (посезонного) регулирования расхода воздуха из центрального кондиционера. Иногда употребляются двухканальные комбинированные системы КС2 с центральным кондиционером, собранным и работающим аналогично кондиционеру системы МН2 (см. рис. 7.11) целиком на наружном воздухе, и местными кондиционерами-доводчиками, к которым подводится только холодная вода.

Температура воздуха помещений при этом регулируется терморегуляторами, сокращающими и затем выключающими подачу холодной воды к воздухоохладителям-доводчикам проходными клапанами, а затем увеличивающими подачу теплого воздуха вплоть до переключения всего притока только на подогретый воздух.

Комбинированная система КС3, представленная на рис. 7.16, имеет центральный кондиционер, аналогичный кондиционеру системы ЦН1 (см. рис. 7.5), подающий обработанный наружный воздух, как правило, в объеме санитарной нормы, в местные автономные или неавтономные кондиционеры с собственными вентиляторами, фильтрами, теплообменниками и в необходимых случаях с увлажнителями воздуха. Иногда допускается независимая установка автономных кондиционеров без питания их наружным воздухом. Центральный кондиционер при этом подает наружный воздух непосредственно в помещения, минуя местные кондиционеры.

Применяются также комбинации из центрального кондиционера, собранного и работающего аналогично кондиционеру системы ЦРЗ (см. рис. 7.9), и форсунок местного доувлажнения, регулируемых влагорегулятором, воздействующим на клапаны сжатого воздуха и воды, как указано в п. 7.7.

К комбинированным относится система, состоящая из центрального кондиционера и приборов радиационного охлаждения. Радиационные приборы в большинстве случаев — это бетонные потолки с заделанными в них трубами или потолки из листового металла с присоединенными к ним змеевиками или регистрами из труб. Радиационные приборы обычно рассчитываются на восприятие 30—50% явной тепловой нагрузки помещений с небольшими избытками тепла. Во избежание конденсации влаги температура поверхности приборов должна быть выше температуры точки росы воздуха в помещении. Температуру регулируют местными подо-

гревателями, через которые поступает воздух от кондиционера. Применяется также постепенное регулирование охлаждающей способности радиационных приборов, которое производится обычно в зависимости от наружных условий. Однако следует отметить, что ра-

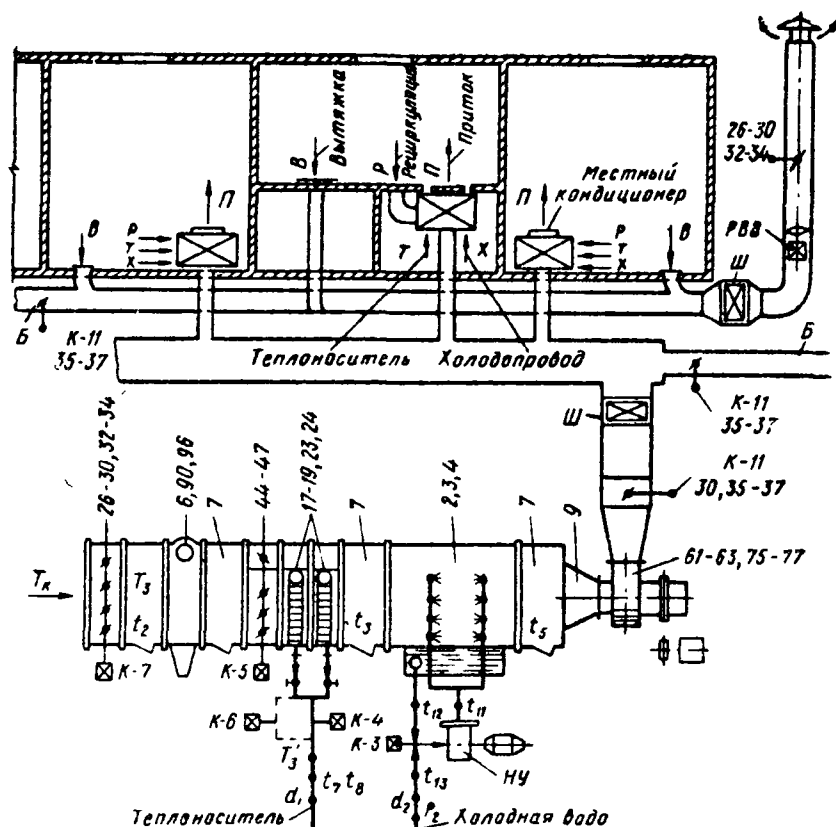


Рис. 7.16. Комбинированная система кондиционирования воздуха КС3

диационные приборы обладают большой тепловой инерцией, поэтому регулируются плохо. Система с радиационными приборами — одна из дорогих.

Иногда для дополнительного охлаждения используются местные отопительные приборы, установленные в помещении.

И. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Системы кондиционирования воздуха, работающие при давлении выше 300 кг/м^2 , относятся к системам высокого давления.

Скорости воздуха в воздуховодах обычно превышают 10 м/сек и достигают $25—35 \text{ м/сек}$, поэтому такие системы называют также *высокоскоростными*. СКВ высокого давления отличаются от систем низкого и среднего давления оборудованием для перемещения воздуха, более герметическими воздуховодами (часто используют стальные газовые трубы), а также конструктивным оформлением устройств для выпуска воздуха в помещения, которые, как правило, снабжаются индивидуальными глушителями шума.

Принципиальные схемы систем высокого давления практически не отличаются от описанных выше систем низкого и среднего давления. Для систем высокого давления часто применяется двухканальная, подобная системе МРЗ, приведенной на рис. 7.13, и комбинирован-

ная система с эжекционными смесителями, подобная КС1 (см рис 7 15)

Системы высокого давления по первоначальным и эксплуатационным затратам дороже аналогичных систем низкого и среднего давления, поэтому находят применение главным образом в существующих многокомнатных и многоэтажных зданиях и на судах морского и речного флота, где затруднительна прокладка сетей низкого давления имеющих большие поперечные сечения

7.4 КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ

А ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Камеры орошения форсуночного типа являются тепло и массообменными аппаратами кондиционеров. Предназначаются для того, чтобы обработать воздух водой и привести его к заданным температуре и влажности.

Камеры орошения разделяются на одноступенчатые (рис 7 17 а, б, в, г, д) и двухступенчатые (рис 7 17 е) с одним и двумя циклами обработки воздуха водой, в зависимости от направления движения воздуха — на вертикальные (рис 7 17 а) и горизонтальные (рис 7 17 б, в, г, д и е). В зависимости от места установки (до или после вентилятора) различают всасывающие камеры орошения (рис 7 17 а, б, г, д, и е) и напорные (рис 7 17, в).

Выбор вертикальной или горизонтальной всасывающей или напорной камеры определяется условиями компоновки кондиционеров.

По интенсивности орошения различают камеры имеющие орошение большой интенсивности, расходующие от 1 кг воды и более на 1 кг обрабатываемого воздуха и камеры, имеющие орошение малой интенсивности. Последние, как правило, применяются для адиабатического увлажнения воздуха.

В зависимости от числа рядов форсунок камеры орошения разделяются на одно-, двух-, трех- и четырехрядные.

Для двух- и трехрядных камер орошения НИИСантехники разработаны заводские рабочие чертежи и заводы выпускают камеры на номинальную производительность 10, 20, 40, 60, 80, 120, 160, 200 и 240 тыс м³/ч (см приложение III).

Форсунок Кд 1002 25 дают распыление воды

грубое при диаметре 4—6 мм и давлении воды	0,5—1,8 кг/см ²
среднее при диаметре 2,5—3 мм и давлении воды	1,9—2,4 „
тонкое при диаметре до 2 мм и давлении воды	2,5—4 „

Форсунок тонкого и среднего распыления применяют как правило только при адиабатическом процессе обработки воздуха рециркуляционной водой при наличии в обрабатываемом воздухе волокнистой пыли. В этом случае поверхность специальных фильтров для воды, которые устанавливают в дополнение к сетчатому, получается значительно меньше благодаря существенному сокращению расхода циркулирующей воды. Это и определяет выгодность применения форсунок для тонкого и среднего распыления.

Направления факелов разбрызгиваемой воды (рис 7 17) в камерах с форсунками для грубого и среднего распыления принимают при одном ряду форсунок (рис 7 17 а) навстречу движению воздуха при

двух рядах форсунок (рис 7 17, в) первый ряд по ходу воздуха, второй — навстречу (принято для камер НИИСантехники) или оба ряда навстречу воздуху (рис 7 17, г),

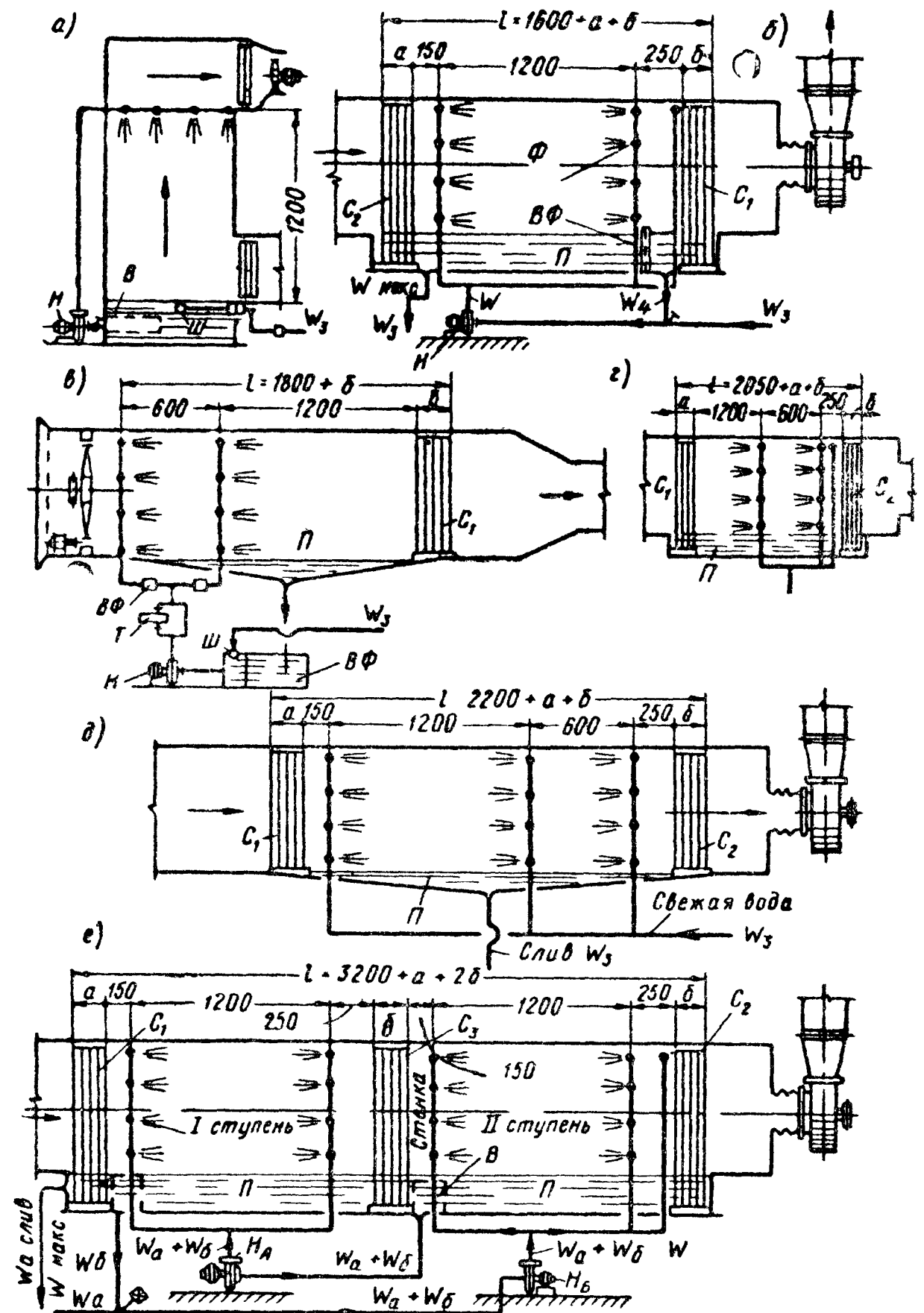


Рис 7 17 Принципиальные схемы камер орошения кондиционеров

l — минимальная длина нестандартной камеры C_1, C_2, C_3 — сепараторы (устройство сепаратора C_3 не обязательно) Φ — форсунок Π — поддон $ВФ$ — фильтр для воды $Н, Н_А, Н_Б$ — насосы Π — шаровый клапан T — теплообменник $W, W_1, W_2, W_3, W_4, W_5, W_6$ — количество воды проходящей по трубопроводам

при трех рядах (рис 7 17 д) — первый по ходу воздуха второй и третий навстречу (принято для камер НИИСантехники).

В камерах с форсунками тонкого распыла факелы распыляемой воды направляют по движению воздуха и применяют двухрядное (рис 7 17, б), а иногда трехрядное расположение форсунок.

Б ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КАМЕР ОРОШЕНИЯ ПО МЕТОДУ ПРОМСТРОЙПРОЕКТА

Тепловой баланс камер орошения кондиционеров выражается уравнением полного тепла которое обменивается между воздухом и водой

$$Q_{\text{пол}} = L\gamma(I_1 - I_2) = L\gamma\mu(t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.н}}) = W(t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.н}}) \text{ ккал/ч}, \quad (7.19)$$

где

$L\gamma$ — количество воздуха, проходящего камеру орошения, в кг/ч;

μ — коэффициент орошения воздуха в кг/кг;

I_1, I_2 — начальное и конечное теплосодержание обрабатываемого воздуха в ккал/кг;

W — количество воды, разбрызгиваемой в камере орошения, в кг/ч;

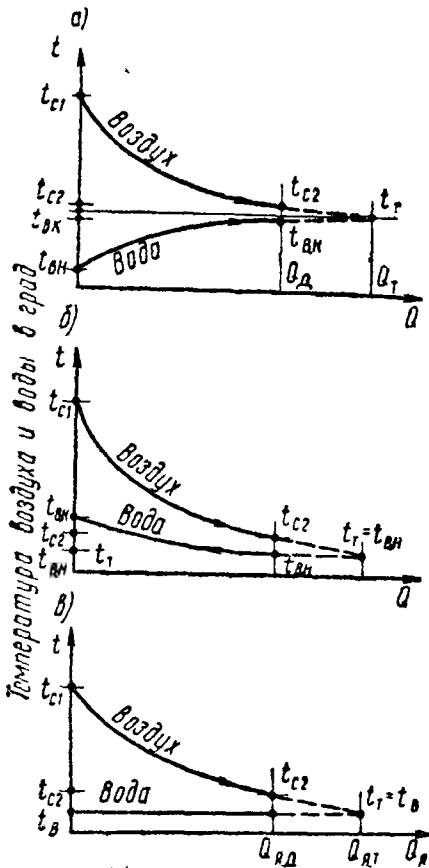
$t_{\text{в.н}}, t_{\text{в.к}}$ — начальная и конечная температуры воды в град.

Как следствие уравнения (7.19)

$$\mu = \frac{I_1 - I_2}{t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.н}}} = \frac{W}{L\gamma}. \quad (7.20)$$

Рис. 7.18. Схемы теплообмена между воздухом и водой при охлаждении воздуха

а — количество тепла Q , перешедшего от воздуха к воде, в ккал/ч при параллельном токе; б — количество тепла Q , перешедшего от воздуха к воде, в ккал/ч при противотоке; в — количество явного тепла $Q_{\text{яв}}$, перешедшего в скрытое тепло, в ккал/ч при адиабатическом процессе; $Q_{\text{д}}$ и $Q_{\text{т}}$ — действительное и теоретически возможное количество тепла, перешедшего от воздуха к воде; $Q_{\text{я.д}}$ и $Q_{\text{я.т}}$ — то же, но только явного тепла; $t_{\text{с1}}$ и $t_{\text{с2}}$ — начальная и конечная температуры воздуха по сухому термометру; $t_{\text{в.н}}$ и $t_{\text{в.к}}$ — начальная и конечная температуры воды; $t_{\text{т}}$ — теоретически достижимая температура воздуха и воды; $t_{\text{в}}$ — температура воды при адиабатическом процессе



Имеются теоретические исследования процессов теплообмена между воздухом и водой при параллельном токе, противотоке и отчасти при перекрестных токах воздуха и воды, однако в действительности в камерах орошения не наблюдается в чистом виде ни одного из этих процессов.

При параллельном токе воздуха и воды идеальный процесс теплообмена заканчивается, когда конечные температуры воздуха и воды примут одинаковое значение $t_{\text{т}}$ (рис. 7.18, а). Реальный процесс при той же начальной температуре воздуха $t_{\text{с1}}$ и воды $t_{\text{в.н}}$ и том же коэффициенте орошения μ заканчивается при температуре воздуха $t_{\text{с2}}$ и температуре воды $t_{\text{в.к}}$, отличных от $t_{\text{т}}$.

При противотоке воздуха и воды идеальный процесс теплообмена заканчивается, когда конечная температура воздуха $t_{\text{с2}}$ будет равна начальной температуре воды $t_{\text{в.н}}$, т. е. при условии $t_{\text{с2}} = t_{\text{в.н}} = t_{\text{с1}}$ (рис. 7.18, б), а реальный при $t_{\text{с2}} > t_{\text{в.н}} = t_{\text{т}}$.

В камерах орошения, работающих на рециркулирующей воде, т. е. без подведения к ним холодной или подогретой воды, процесс увлажнения и понижения температуры воздуха протекает при постоянной температуре воздуха по влажному термометру. Ввиду того что прямые постоянных температур по влажному термометру в интересующих нас зонах $I-d$ -диаграммы

весьма близки к прямым постоянного теплосодержания $I = \text{const}$ при изображении этих процессов на $I-d$ -диаграммах обычно пользуются последними линиями, а процессы называют *адиабатическими*.

При адиабатических процессах температура воды $t_{\text{в}}$ постоянна (рис. 7.18, в), но конечная температура воздуха в реальном процессе $t_{\text{с2}}$ выше, чем температура воды.

В реальных политропических процессах тепло- и массообмена параллельный ток сопровождается противотоком и перекрестным током воздуха и воды, поэтому ни первый, ни второй варианты процессов в камерах не вполне закономерны.

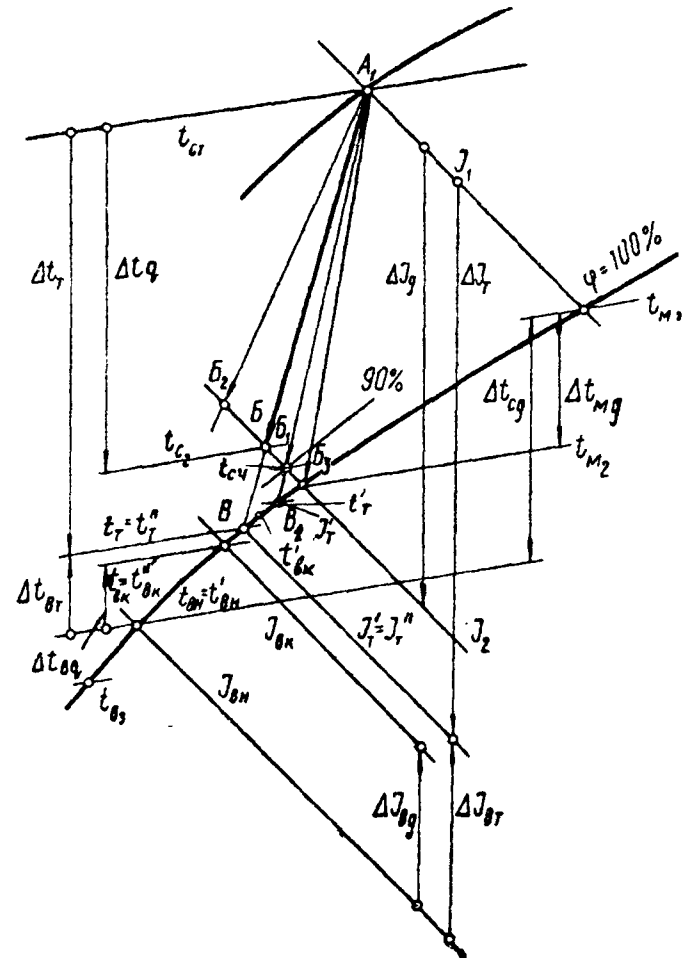


Рис. 7.19. Схема теплообмена между воздухом и водой (при охлаждении воздуха), построенная на $I-d$ -диаграмме

В практике обработки экспериментальных материалов и базирующихся на них расчетах принято считать, что идеальные процессы в камере орошения заканчиваются, когда температура воздуха становится равной температуре отработавшей воды $t_{\text{т}} = t_{\text{в.к}}$, т. е. так, как для процессов с параллельным течением сред.

Степень совершенства реальных процессов тепло- и массообмена может быть выражена коэффициентом полезного действия камеры по теплообмену $\eta_{\text{т}}$, предложенным В. В. Мухиным и А. А. Гоголиным, представляющим отношение действительной разности теплосодержаний $\Delta I_{\text{д}} = I_1 - I_2$ реальных процессов теплообмена $A_1B, A_1B_1, A_1B_2, A_1B_3$ (рис. 7.19) и других процессов, имеющих ту же разность теплосодержаний $I_1 - I_2$, к разности теплосодержаний $I_1 - I_{\text{т}}$ идеального процесса AB , который заканчивается, когда конечные температуры воздуха и воды становятся равными между собой и равными теоретической температуре $t_{\text{т}}$.

соответствующей условиям параллельного течения этих сред:

$$\eta_T = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_T} = \frac{Q_d}{Q_T} = \frac{t_{в.к} - t_{в.н}}{t_T - t_{в.н}} \quad (7.21)$$

В диапазоне сравнительно небольших изменений параметров, которые имеются в камерах орошения, теплосодержание воздуха можно считать функцией температуры по мокрому термометру.

При этих условиях

$$\eta_T = \frac{t_{м1} - t_{м2} + t_{в.к} - t_{в.н}}{t_{м1} - t_{в.н}}; \quad (7.22)$$

$$\mu = \frac{I_1 - I_2}{\eta_T (t_{м1} - t_{в.н}) - (t_{м1} - t_{м2})} = \frac{\Delta I_d}{\eta_T \Delta t_{с.д} - \Delta t_{м.д}}, \quad (7.23)$$

где

$t_{в.н}, t_{в.к}, t_T$ — соответственно начальная, конечная и теоретическая температуры воды в град;
 $t_{м1}, t_{м2}, \Delta t_{м.д}$ — начальная и конечная температуры воздуха по мокрому термометру и разность этих температур в град;
 $\Delta t_{с.д} = t_{м1} - t_{в.н}$ — максимальная разность между начальной температурой воздуха по мокрому термометру и температурой воды, вступающей в теплообмен.

Для всех процессов теплообмена с заданной разностью теплосодержаний ΔI_d формула (7.23) содержит лишь одно условие $\eta_T \Delta t_{с.д} > \Delta t_{м.д}$. В связи с этим она дает одинаковый результат для всех указанных выше процессов A_1B, A_1B_1, A_1B_2 и т. д., если начальная температура орошающей воды $t_{в.н}$ постоянна. В действительности же для заданных начальных условий воздуха и воды при выбранных параметрах теплообменного аппарата может быть только один конечный результат. Для того чтобы конкретизировать заданный процесс теплообмена A_1B , его нужно связать с теплообменом по явному теплу; для этого прямую A_1B на $I-d$ -диаграмме (см. рис. 7.19) следует продолжить до пересечения с кривой $\phi = 100\%$ в точке B , характеризующей теоретически достижимую температуру t_T воздуха и воды, отработавших в камере орошения.

Таким образом на $I-d$ -диаграмме фиксируются три точки $t_{с1}, t_{с2}$ и t_T ; отношение отсекаемых ими отрезков $t_{с1} - t_{с2}$ и $t_{с1} - t_T$ представляет отношение действительного количества явного тепла $Q_{д.я}$ к теоретически достижимому количеству явного тепла $Q_{Т.я}$ и именуется коэффициентом эффективности теплообмена

$$E = \frac{Q_{д.я}}{Q_{Т.я}} = \frac{t_{с1} - t_{с2}}{t_{с1} - t_T}. \quad (7.24)$$

Отношение действительного количества полного тепла Q_d , отданного воздухом, к теоретически достижимому максимуму Q_T в этом процессе, приблизительно пропорционально отношению соответствующих количеств явного тепла $Q_{д.я}$ и $Q_{Т.я}$, т. е. то же характеризуется коэффициентом эффективности теплообмена E , так как изомеры $t_{с1}, t_{с2}$ и t_T практически параллельны между собой, а адиабаты I_1, I_2 и I_T параллельны полностью. Отсюда отрезки ΔI_d и ΔI_T пропорциональны отрезкам $\Delta I_d = I_1 - I_2$ и $\Delta I_T = I_1 - I_T$.

Отношение полного количества тепла $Q_d: Q_T$ определяет также и условия нагрева воды, участвующей в процессе, которые выражаются отношением отрезков, представляющих действительный нагрев воды $t_{в.к} - t_{в.н}$ к теоретически достижимому $t_T - t_{в.н}$, где $t_{в.н}$ и $t_{в.к}$ —

начальная и конечная температура воды, участвующей в процессе.

Следовательно, коэффициент эффективности теплообмена в камере орошения полностью характеризует условия явного и полного теплообмена и может быть выражен формулой

$$E = \frac{t_{с1} - t_{с2}}{t_{с1} - t_T} \approx \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_T} = \frac{t_{в.к} - t_{в.н}}{t_T - t_{в.н}} = \frac{Q_d}{Q_T}. \quad (7.25)$$

При заданной начальной температуре воды, вступающей в теплообмен, для начальных и конечных параметров воздуха может быть только одна реальная температура отработавшей воды

$$t_{в.к} = t_{в.н} + (t_T - t_{в.н}) E \quad (7.26)$$

и соответствующая ей начальная температура воды

$$t_{в.н} = t_T - \frac{I_1 - I_2}{\mu} \cdot \frac{1}{E}. \quad (7.27)$$

Разность между теоретически достижимой t_T и реальной конечной температурами воды $t_{в.к}$ равна:

$$\Delta t_{в.к} = t_T - t_{в.к} = \left(\frac{1}{E} - 1 \right) \Delta t_{в.н}$$

В практике применяют камеры орошения, работающие с коэффициентами эффективности теплообмена E от 0,95 до 0,8 и редко до 0,7. При этих условиях и, учитывая, что нагрев воды в камерах обычно не превышает 3°C , можно считать, что $\Delta t_{в.к}$ не превысит $\left(\frac{1}{0,8} - 1 \right) 3 = 0,75^\circ\text{C}$ и только в некоторых случаях будет доходить до $\left(\frac{1}{0,7} - 1 \right) 3 = 1,2^\circ\text{C}$.

На основании вышеизложенного при практических расчетах рекомендуется принимать

$$t_{в.к} = t_T - 1^\circ, \quad (7.28)$$

учитывая, что t_T находится в точке пересечения продолжения прямой A_1B с кривой $\phi = 100\%$ в точке B (см. рис. 7.19).

В необходимых случаях величина $t_{в.к}$ может быть уточнена по формуле (7.26).

Учитывая сказанное, можно считать, что коэффициенты E и η_T с достаточной для практики точностью равны между собой. Кроме того, они связаны непосредственно с коэффициентом явной теплопередачи $K_{я}$ между воздухом и водой формулой

$$E = 1 - \frac{1}{10^n}, \quad (7.29)$$

$$\text{где } n = \frac{K_{я}}{1990 \text{ вт}}.$$

Следовательно, расчеты с помощью коэффициента эффективности камеры по теплообмену позволяют использовать весь имеющийся экспериментальный материал, выражающий зависимость коэффициентов орошения μ от величин E, η_T и $K_{я}$.

В. ДАННЫЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ОРОШЕНИЯ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КАМЕР ПО МЕТОДУ ПРОМСТРОЙПРОЕКТА¹

На основании экспериментальных работ А. А. Гогулина, которые производились с камерой орошения (поперечное сечение $1,5 \times 1,6 \text{ м}^2$, длина около $2,4 \text{ м}$),

¹ Метод разработан канд. техн. наук Б. В. Баркаловым.

и используя данные о коэффициенте теплопередачи в камере, испытанной П. А. Дербиным, Промстройпроектом предложены расчетные формулы (7.30) и (7.31) для базовых величин коэффициента орошения. В формулу (7.30) введен поправочный множитель Z , для чего был использован материал экспериментальных ис-

μ_r — для камер высотой 1,5 м и более, оборудованных форсунками грубого и среднего распыла:

$$\mu_r = 2,92Z(v\gamma)^{-0,535} \left(\lg \frac{1}{1-E} \right)^{1,175}; \quad (7.30)$$

μ_r — для камер, оборудованных форсунками тонкого распыла (при любых высотах камеры):

$$\mu_r = 1,56S \left(\frac{v\gamma}{P} \right)^{0,371} \left(\lg \frac{1}{1-E} \right)^{1,61}, \quad (7.31)$$

где v — скорость воздуха в м/сек;
 γ — удельный вес воздуха в кг/м³;
 E — величина эффективности теплообмена;
 P — давление воды перед форсунками в кг/см²;
 S — коэффициент, при двух рядах форсунок равный 1,271, при трех — 1;
 Z — коэффициент, равный $0,508 d^{0,45}$ (где d — диаметр выходного отверстия форсунок в мм); при $Z=1$ можно пользоваться номограммой (рис. 7.20, а).

Вычисления по формуле (7.31) облегчаются номограммой (рис. 7.20, б).

Величина коэффициента Z для форсунок типовых камер НИИСантехники в зависимости от диаметра выходного отверстия форсунок d в мм:

при $d=3$ мм	$Z=0,833$;
" $d=3,5$ "	$Z=0,893$;
" $d=4$ "	$Z=0,948$;
при $d=4,5$ мм	$Z=1,0$;
" $d=5$ "	$Z=1,148$;
" $d=6$ "	$Z=1,138$.

Испытаниями Г. Н. Смирнова установлено, что при уменьшении длины камеры орошения с 3 до 2,2 и затем до 1,3 м, т. е. 2,3:1,7:1, для достижения одинакового эффекта необходимо увеличить коэффициент орошения воздуха водой в отношении 1:1,37:2,74, что следует учитывать при конструировании нестандартных камер.

Современные типовые двухрядные камеры орошения всех производительностей выполняют длиной 1,8 м, а трехрядные камеры — 2,42 м. При постоянной длине камеры и по-

стоянной скорости воздуха в ней среднее время контакта между воздухом и водой, а вместе с ним и величина коэффициента орошения зависит от высоты камеры.

Например, условия контакта воздуха и воды в камерах высотой h и $3h$ при постоянной длине и постоянном коэффициенте орошения одинаковы только по

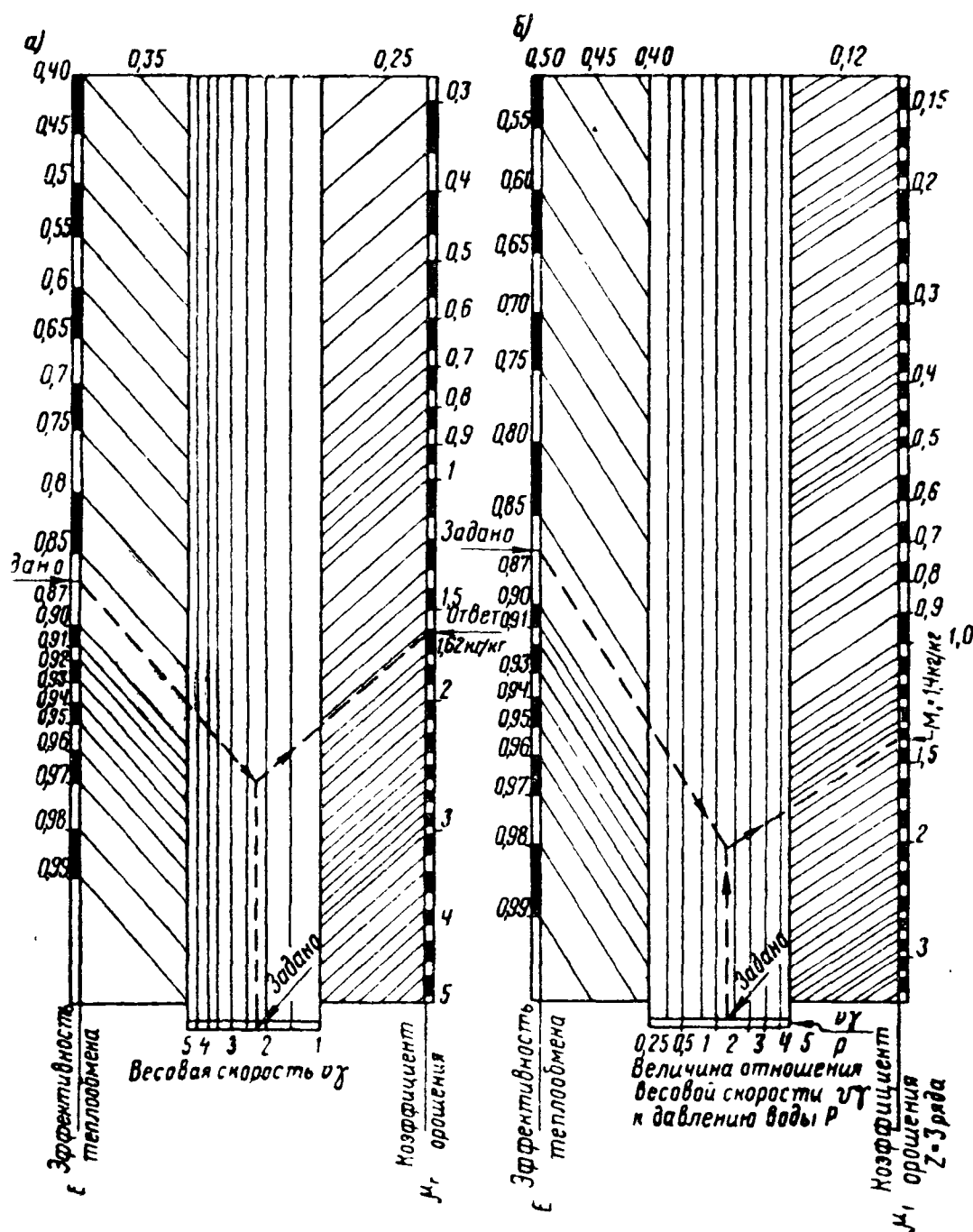


Рис. 7.20. Номограммы для определения коэффициентов орошения μ воздуха водой

а — для форсунок грубого распыла. Пример. Задано: $E=0,87$; $v\gamma=2,3$ кг/м³·сек. Решение. $\mu E=1,62$ кг/кг; б — для форсунок тонкого распыла. Пример. Задано: $E=0,87$; $v\gamma=2,5$ кг/м³·сек; $P=2$ кг/см². Решение. $\frac{v\gamma}{P} = \frac{2,5}{2} = 1,25$; $\mu_1=1,4$ кг/кг для трехрядной камеры

следований инженеров В. Кэфер и В. Черниченко в Макеевском научно-исследовательском институте, учитывающий зависимость коэффициента орошения от диаметра выходного отверстия форсунок грубого и среднего распыла.

Базовые величины коэффициентов орошения равны:

отношению к верхней трети высокой камеры. Через среднюю и нижнюю трети высокой камеры проходит в 2 и 3 раза больше воды, чем через верхнюю треть, и хотя добавочные потоки воды на нижних уровнях не имеют той капельной структуры, что при выходе из форсунок, все же они повторно участвуют в теплообмене и увеличивают его эффективность.

Современные камеры орошения заводского изготовления имеют высоту от 1,3 м (при номинальной производительности 10 тыс. м³/ч) до 4,95 м (при 240 тыс. м³/ч), т. е. их высота изменяется в 3,8 раза.

На основе экспериментальных исследований, проведенных Макеевским научно-исследовательским институтом установлено, что теплообмен зависит от размеров поперечного сечения камер, определена зависимость коэффициента орошения от диаметра выходного отверстия (от 3 до 6 мм) форсунок углового типа и установлено отсутствие влияния относительной влажности охлаждаемого воздуха, на зависимость коэффициента орошения μ от эффективности теплообмена E и весовой скорости воздуха в камере $v\gamma$.

Базовая величина коэффициента орошения для камер с эквивалентным диаметром $0,545 \leq D_э < 1,55$ м, оборудованных форсунками с диаметром выходного отверстия от 3 до 6 мм, выражается формулой

$$\mu_D = 0,88ZN^n MK, \quad (7.32)$$

где

$$N = \frac{1}{0,2D_э + 0,09};$$

$$n = 1,0639 D_э^{0,22};$$

$D_э$ — эквивалентный диаметр камеры орошения, равный $\frac{2ah}{a+h}$ (где a и h — ширина и высота горизонтальной камеры);

$Z = 0,508 d^{0,45n}$ (где d — диаметр выходного отверстия форсунок в мм);

$M = (v\gamma)^{-0,5n}$ — определяется по номограмме, представленной на рис. 7.21 (где $v\gamma$ — весовая скорость воздуха в камере орошения в кг/м² сек);

$K = \left(\lg \frac{1}{1-E} \right)^n$ — определяется по номограмме, представленной на рис. 7.21 (где E — эффективность теплообмена в камере орошения, см. п. 7.4 «Б»).

Формула (7.32) выведена на основе испытаний камер с сечением, близким к квадратному, для камер высотой $h \leq 1,5$ м рекомендуется принимать $D_э = h$.

Вспомогательные величины N , n , $0,88N^n$, входящие в формулу (7.32), для ряда камер приведены в табл. 7.6, а величины M и K определяются по номограмме (рис. 7.21).

Вычисление коэффициентов орошения для камер с форсунками грубого и среднего распыла, имеющих $h > 1,5$ м, и в частности для камер орошения заводского изготовления номинальной производительностью 40 тыс. м³/ч и более, в которых не проверялось экспериментально влияние размеров камер на их эффективность, следует производить по основной формуле (7.30), что обеспечит некоторый запас надежности. Камеры орошения с форсунками тонкого распыла всех размеров независимо от их высоты рекомендуется рассчитывать

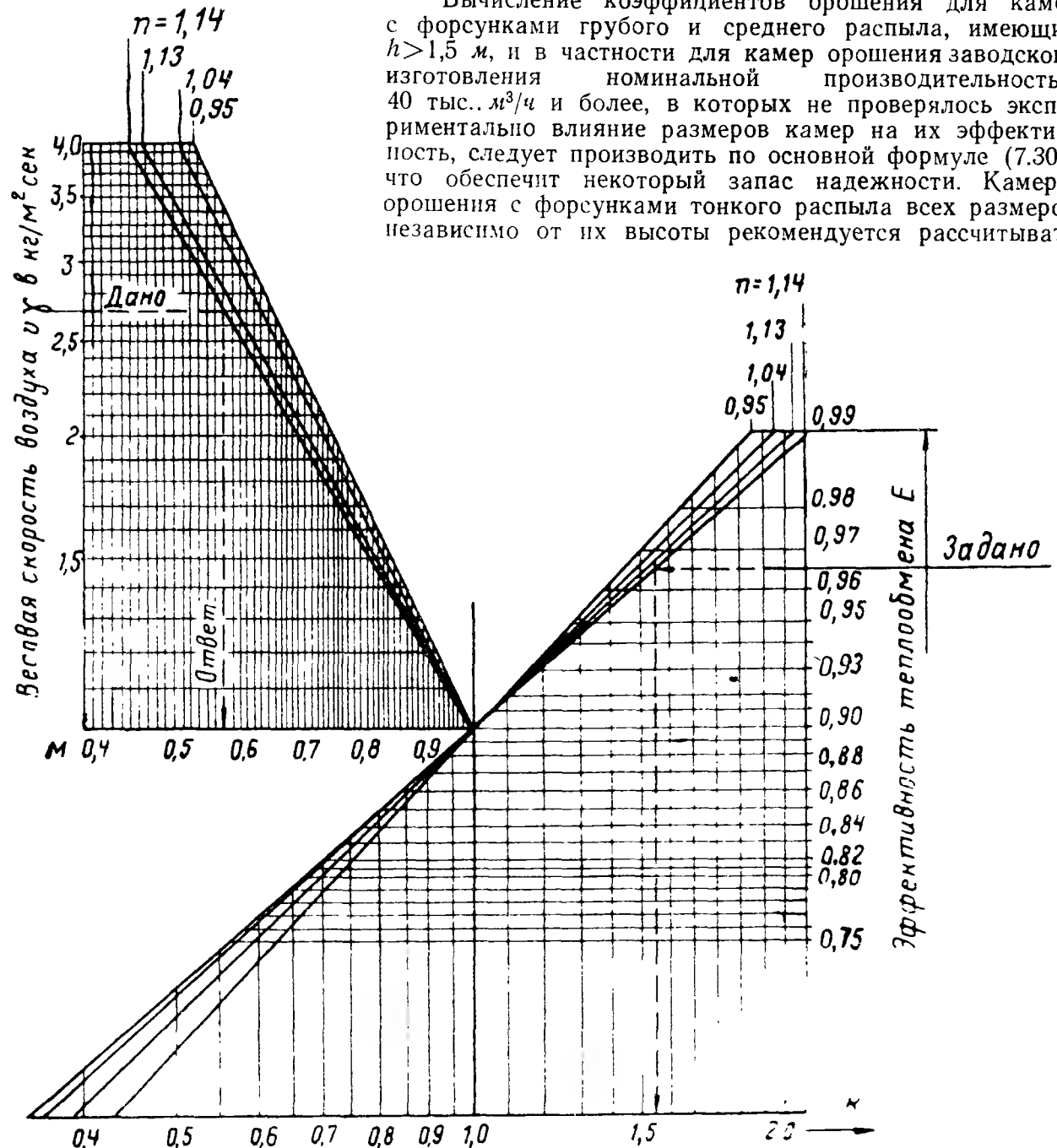


Рис. 7.21. Номограмма для определения вспомогательных величин M и K при вычислениях по формуле (7.32)

Таблица 7.6
Вспомогательные величины N , n и $0,88N^n$

Обозначения	Номинальная производительность камер в тыс. м³/ч	
	10	20
Высота камеры h в м	1,3	1,3
N	2,86	2,86
n	1,13	1,13
$0,88N^n$	2,89	2,89

по формуле (7.31). Камеры малых размеров с площадью поперечного сечения $F \leq 0,3 \text{ м}^2$ при высоте менее 0,6 м рекомендуется производить по указаниям п. 7.4 «Д».

Для расчета камеры орошения необходимо построить на $I-d$ -диаграмме схему процесса обработки воздуха водой, а именно: из точки A (рис. 7.22, а), характеризующей начальное состояние воздуха, имеющего параметры t_{c1} , I_1 , d_1 , провести прямую к точке B , соответствующей состоянию воздуха t_{c2} , I_2 , d_2 , которое он должен иметь, пройдя обработку водой. Затем эту

г) прямая $A'B''B'$ представляет искомую расчетную схему процесса охлаждения воздуха от параметров A' до B' , так как после сепарации взвешенной капли перенасыщенный воздух с параметрами B'' примет заданные параметры B' .

Из схемы (рис. 7.22, а) по формуле (7.24) следует

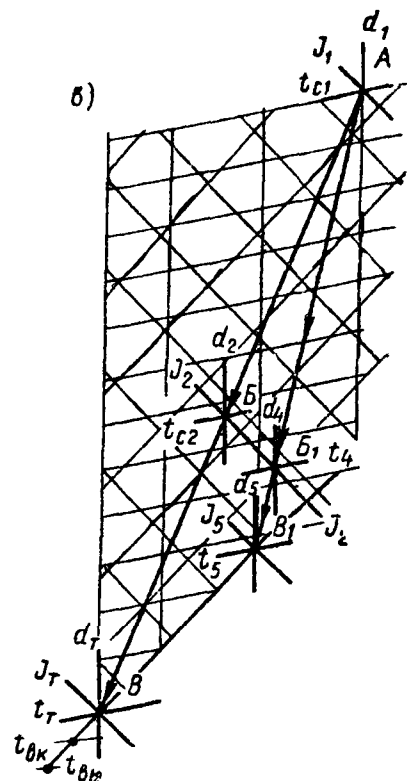
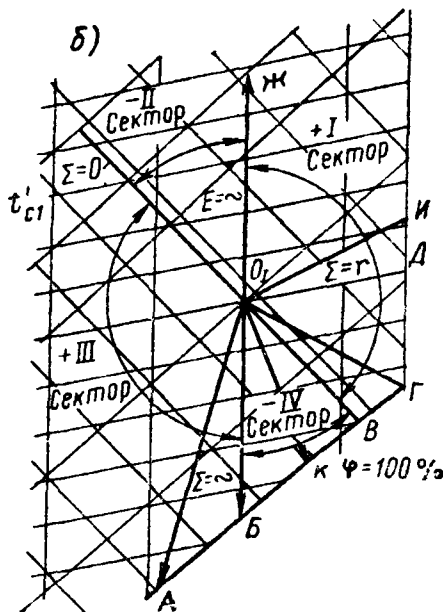
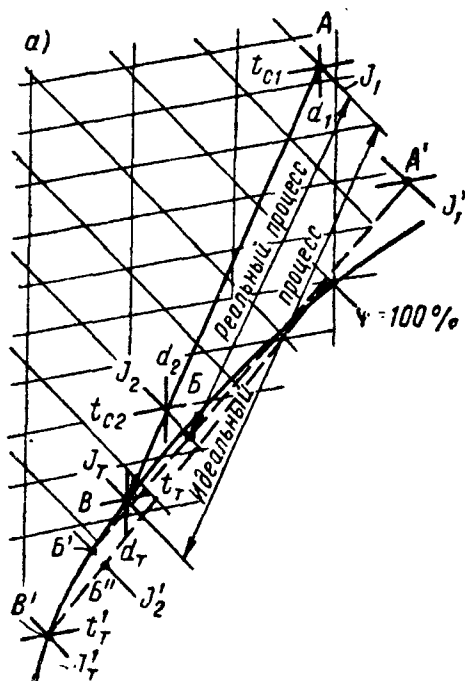


Рис. 7.22. Построение на $I-d$ -диаграмме схемы процессов обработки воздуха в камерах орошения

а — процессы обработки при обычной и высокой начальной влажности воздуха; б — процессы обработки в различных секторах диаграммы; в — процесс при малой интенсивности орошения

прямую следует продолжить до пересечения с кривой полного насыщения воздуха $\phi=100\%$ в точке B и выписать параметры воздуха, соответствующие этой точке, t_T , I_T , d_T .

Если начальные параметры охлаждаемого воздуха характеризуются высоким насыщением (например, точка A'), а заданные параметры охлажденного воздуха (точка B') таковы, что при соединении этих точек прямая $A'B'$ касается или пересекает кривую $\phi=100\%$, то согласно экспериментально подтвержденным данным МакНИИ, схему процесса охлаждения воздуха следует строить следующим образом:

а) задаться величиной эффективности теплообмена E , исходя, например, из экономических предпосылок или условий получения холодной воды;

б) из формулы (7.25) с помощью $I-d$ -диаграммы определить теплосодержание воздуха в условной точке B' :

$$I'_T = I'_1 - \frac{I'_1 - I'_2}{E}$$

и на пересечении прямой I'_T с кривой $\phi=100\%$ в точке B' найти температуру воды t'_T , теоретически необходимую для осуществления заданного процесса;

в) провести прямую $A'B'$ и при пересечении ее с заданной прямой I'_2 , проходящей через точку B' , найти точку B'' ;

определить величину эффективности теплообмена E , а затем направление процесса теплообмена по формуле

$$\Sigma = 1000 \frac{I_1 - I_2}{d_1 - d_2}. \quad (7.33)$$

По схеме рис. 7.22, б определяется сектор $I-d$ -диаграммы, соответствующий этому процессу.

При выборе схемы процессов кондиционирования воздуха следует считаться с экономичными пределами значений $E_{\text{опт}}$ и технически достижимыми максимумами $E_{\text{макс}}$.

Для политропических процессов:

а) при давлении, развиваемом вентилятором кондиционера до 50 кГ/м^2 , $E_{\text{опт}}=0,7 \div 0,9$;

б) то же, но при давлении выше 50 кГ/м^2 , $E_{\text{опт}}=0,83 \div 0,96$;

в) с одним рядом форсунок по потоку и одним против потока воздуха $E_{\text{макс}}=0,95$;

г) с одним рядом по потоку и двумя против $E_{\text{макс}}=0,99$.

Для адиабатических процессов:

а) при давлении, развиваемом вентилятором кондиционера до 50 кГ/м^2 , $E_{\text{опт}}=0,75 \div 0,95$;

б) то же, но при давлении выше 50 кГ/м^2 $E_{\text{опт}}=0,85 \div 0,95$;

в) для двухрядных камер $E_{\text{макс}}=0,9$;

г) для трехрядных камер $E_{\text{макс}}=0,95$.

В зависимости от условий массообмена, характеризующих сектор $I-d$ -диаграммы, в котором распо-

ложена схема процесса заданной обработки воздуха, от тонкости распыла воды и диаметра форсунок к базовым величинам коэффициентов орошения μ_r, μ_T, μ_D , вводятся поправочные множители $\tau_r, \tau_c, \tau_T, X_1, X_2, Y$ и Z . Порядок введения поправочных множителей определяется по табл. 7.7. Величины этих множителей равны:

Таблица 7.7

Поправочные множители
для определения коэффициентов орошения

Распыление воды	Поправочные множители			
	адиабати- ческий процесс $\Sigma=0$	I сектор $I-d$ -диа- граммы	III сектор $I-d$ -диа- граммы	IV сектор $I-d$ -диа- граммы
Грубое	τ_T	X_1	Y	X_1
Среднее	τ_c	X_2	Y	X_1
Тонкое	τ_T	X_1	—	X_1

а) $\tau_r=0,44$; $\tau_c=0,28$; $\tau_T=0,17$; $Y=0,86$ для горизонтальных камер высотой 1,5 м и более при среднем и грубом распыле воды; $Y=1$ для горизонтальных камер высотой менее 1,5 м при среднем и грубом распыле воды; $Y=1$ для горизонтальных камер с тонким распылом воды;

б) X_1 и X_2 определяют по формулам:

$$X_1 = \frac{Y \Sigma - \tau r}{\Sigma - r}; \quad (7.34)$$

$$X_2 = \frac{Y \Sigma - \tau (\Sigma - r)}{r}, \quad (7.35)$$

где $r=595-0,54 \cdot t_c$ — теплота испарения влаги в ккал/кг при средней температуре процесса $t_c^\circ = \frac{t_{c1} + t_{c2}}{2}$ (рис. 7.22, а).

По условиям подачи в камеру или отведения из нее заданного количества тепла коэффициент орошения при политропических процессах должен быть:

$$\mu_{\min} = \frac{I_1 - I_2}{t_{в.к} - t_{в}}, \quad (7.36)$$

где $t_{в}$ — температура воды, поступающей в камеру извне.

Если по условиям снабжения камеры орошения водой извне или по другим причинам коэффициент орошения для политропических процессов охлаждения и осушки воздуха приходится принимать $\mu < 1$ кг/кг, то расчеты следует вести, руководствуясь п. 7.4 «Г».

Пропускная способность форсуночных устройств двухрядных камер орошения конструкции НИИСантехники рассчитана на максимальный коэффициент орошения 2,4 кг/кг, а трехрядных — 3,6 кг/кг. Пропускная способность переливных устройств камер, ограничивающая количество воды, поступающей в камеры извне, соответствует 2 кг воды на 1 кг обрабатываемого воздуха для двухрядных камер и 3 кг/кг — для трехрядных.

Скорости движения воздуха в живом сечении камер не должны превышать 3,1 м/сек во избежание выноса влаги через выходные сепараторы.

Г. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КАМЕР ПО МЕТОДУ ПРОМСТРОЙПРОЕКТА, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ И ОСУШКИ ВОЗДУХА ПРИ МАЛОЙ ИНТЕНСИВНОСТИ ОРОШЕНИЯ

Построение схемы процесса охлаждения и осушки воздуха при малых коэффициентах орошения $\mu < 1$ кг/кг (рис. 7.22, в) следует начать с построения заданных начальных t_{c1}, I_1, d_1 (точка А) и конечных t_4, I_2, d_4 (точка В₁) параметров обрабатываемого воздуха.

Коэффициенты орошения μ_0 для камер рассматриваемого типа не должны выходить за пределы, определяемые неравенством

$$0,2 < \mu_0 < 1 \text{ кг/кг}. \quad (7.37)$$

В этом диапазоне величин коэффициента орошения μ_0 точка В₁, лежащая на пересечении продолжения прямой АВ₁ с кривой $\phi=100\%$, не характеризует температуру воды, участвующую в процессе теплообмена в камере орошения. Для определения этой температуры, руководствуясь условиями снабжения камеры холодной водой, выбирают одно из значений коэффициента орошения μ_0 , лежащее в указанных пределах (7.37), и определяют коэффициент отклонения

$$\beta = 0,347\mu_0 + 0,61. \quad (7.38)$$

Руководствуясь заданными температурами t_{c1} и t_{c4} , находим

$$t_{c2} = t_{c1} - \beta (t_{c1} - t_{c4}). \quad (7.39)$$

На пересечении изотермы t_{c2} и заданного значения I_2 находим точку В, а при пересечении продолжения прямой АВ с кривой $\phi=100\%$ — точку В₁.

Выбранный коэффициент орошения подлежит проверке. Для этого находят величину эффективности теплообмена E по формуле (7.24) и соответствующий ей базовый коэффициент орошения μ_r, μ_T — или μ_D по формулам (7.30), (7.31) или (7.32).

При этом должно быть одно из следующих неравенств:

$$\mu_r \leq \mu_0; \mu_T \leq \mu_0 \text{ или } \mu_D \leq \mu_0.$$

Если проверка покажет нарушение приведенных неравенств, то расчет и построение схемы процесса следует произвести вновь, задавшись другой величиной μ_0 .

Руководствуясь окончательной величиной t_T (см. точку В на рис. 7.22, в), известной начальной температурой воды $t_{в.н}$ и величиной $E = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_T}$, по формуле (7.26) находим температуру отработавшей воды $t_{в.к}$.

Д. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КАМЕР ОРОШЕНИЯ ПО МЕТОДУ САНТЕХПРОЕКТА

Метод¹ разработан на базе экспериментов, главным образом, с камерой, имеющей площадь поперечного сечения воздушной части 0,306 м², на основе зависимости коэффициентов орошения воздуха водой (рис. 7.23):

а) от заданного критерия относительного изменения теплосодержания воздуха

$$\Delta I = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{p1}} = \frac{I_1 - I_2}{0,24 (t_{c1} - t_{p1})}; \quad (7.40)$$

¹ Разработан к.анд. техн. наук Л. М. Зусмановичем.

б) от критерия относительного изменения температуры воздуха

$$\Delta \bar{T} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_{p1}}; \quad (7.41)$$

в) от температурного критерия

$$M_1 = \frac{t_{p1} - t_{в.н}}{t_{c1} - t_{p1}}; \quad (7.42)$$

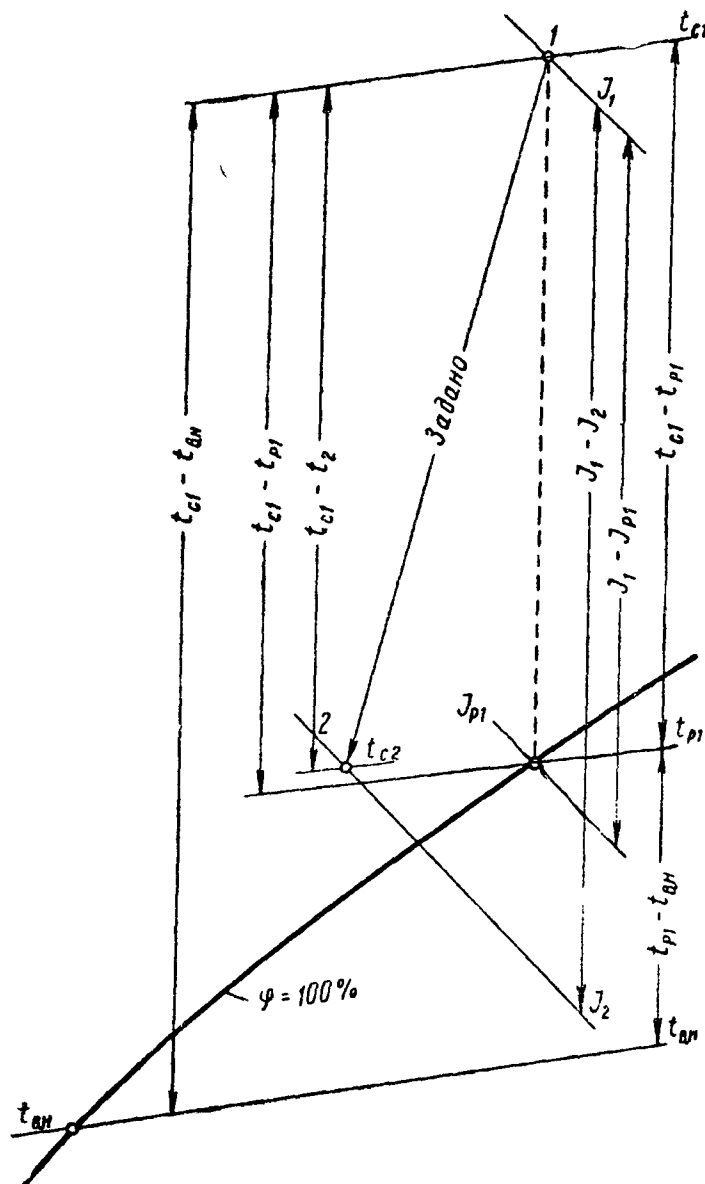


Рис. 7.23. Схема процесса охлаждения и осушки воздуха, построенная на $I-d$ -диаграмме

г) от критерия, учитывающего влияние движущей силы влагообмена на теплообмен:

$$R = 1 + a \frac{r \beta_p}{\alpha} \approx 1 + 2,34a, \quad (7.43)$$

- где I_1, t_{c1} — теплосодержание (ккал/кг) и температура (град) воздуха, поступающего в камеру орошения (рис. 7.23);
 I_2, t_{c2} — теплосодержание (ккал/кг) и температура (град) воздуха, выходящего из камеры орошения;
 t_{p1}, I_{p1} — температура точки росы воздуха, поступающего в камеру орошения (град), и соответствующее ей теплосодержание (ккал/кг);
 $t_{в.н}$ — температура воды при выходе из форсунок в град;

$a = \frac{p_H - p_{вн}}{t_p - t_{вн}}$ — коэффициент пропорциональности;

$p_H, p_{вн}$ — парциальные давления водяного пара в мм рт. ст. в состоянии насыщения соответственно при температурах t_p и $t_{в.н}$;

r — скрытая теплота парообразования в ккал/кг;

$\frac{\alpha}{\beta_p}$ — отношение коэффициентов тепло- и массообмена в ккал/кг · град.

Расчет коэффициента орошения для политропических процессов ведется по формулам:

$$\mu_1 = \left[\frac{R^m \Delta \bar{T}}{A (1 + M_1 R)} \right]^{1/n}; \quad (7.44)$$

$$\mu_2 = \left[\frac{\Delta \bar{T}}{C + D M_1} \right]^{1/k}. \quad (7.45)$$

Расчеты охлаждения и осушки воздуха следует вести так, чтобы в результате расчета коэффициенты μ_1 и μ_2 оказались бы равны между собой, а процессы повышения теплосодержания воздуха — только по формуле (7.44), считая, что процесс заканчивается при $\Phi_2 = 92 \div 97\%$.

Процессы адиабатического увлажнения рассчитываются по формуле

$$\mu_{ув} = \left[\frac{\Delta \bar{T}}{L R^m} \right]^{1/n} B. \quad (7.46)$$

В формулах (7.40) — (7.46) приняты следующие обозначения:

A, C, D, L, B — численные коэффициенты, приведенные в табл. 7.8 и на рис. 7.24;

m, n, k — показатели степени, приведенные также в табл. 7.8.

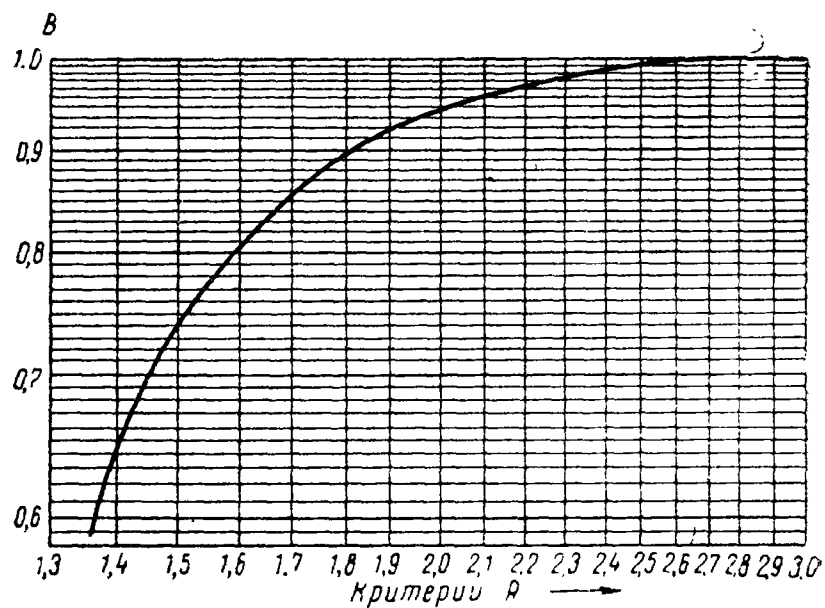


Рис. 7.24. График для определения понижающих коэффициентов B [к формуле (7.46)] при зимних процессах адиабатического увлажнения воздуха

Коэффициент орошения μ в случае осушения или нагрева с увлажнением насыщенного воздуха определяется по следующей формуле:

$$\mu = \left[\frac{I_1 - I_2}{A c'_p (t_p - t_{вн}) R^{0,7}} \right]^{1/m}. \quad (7.46, a)$$

Таблица 7.8

Процессы обработки воздуха	Характеристика камер орошения	Диаметр выходного отверстия форсунок в мм	Формулы (7.41)–(7.46, а)								Пределы величин, входящих в формулы (7.43)–(7.46, а)									
			А	С	D	L	m	n	k	M ₁		R		M ₁ R		t _{с1} –t _p		μ		
										от	до	от	до	от	до	от	до	от	до	
Понижение теплосодержания (осушение, сухое охлаждение и увлажнение с охлаждением)	Двух- и трехрядные одноступенчатые с плотностью расположения форсунок 13–18 шт/м ²	4,5–5 3	0,67 0,7	0,73 0,8	0,49 0,46	—	0,3 0,3	0,53 0,62	0,35 0,33	–0,2 –0,2	10 10	2,5 2,5	3,7 3,7	–0,5 –0,5	40 40	2,5 2,5	30 30	0,8 0,5	2,2 1,4	
	То же, но двухступенчатые	4,5–5	0,88	0,85	0,64	—	0,3	0,55	0,25	–0,2	10	2,5	3,7	–0,5	40	2,5	30	0,8	2	
Адиабатическое увлажнение воздуха	Двухрядные одноступенчатые с взаимовстречным распылением воды 13–18 форсунок на 1 м ²	4,5–5	—	—	—	0,304	0,56	—	0,35	—	—	Равно или более 2,7	–1	–1	4	40	0,6	1,4		
	Однорядные с противоточным распылением воды, 13–18 форсунок на 1 м ²	4,5–5	—	—	—	0,331	0,56	—	0,4	—	—	Равно или более 2,7	–1	–1	4	40	0,35	1		
Повышение теплосодержания (увлажнение с охлаждением, изотермическое увлажнение и нагрев с увлажнением)	Двух- и трехрядные одноступенчатые — 13–18 форсунок на 1 м ²	4,5–5	0,54	—	—	—	0,3	0,53	—	–40	–1,2	2,5	6,5	—	–1,2	2,5	60	0,8	2,2	

Значения величин A и m определяются по табл. 7.8, $c'_p = 0,246$.

Для облегчения расчетов по формулам (7.44) и (7.45) на рис. 7.25 представлена номограмма, а для определения величины R по формуле (7.43) — номограмма на рис. 7.26.

Для облегчения расчетов адиабатического увлаж-

нения по формуле (7.46) приводится номограмма на рис. 7.27, причем если величина $R < 2,7$, то коэффициент B находится по графику на рис. 7.24, а для $R > 2,7$ коэффициент $B = 1$.

Оросительные камеры иногда используются в качестве градирен для охлаждения циркуляционной воды. Расчеты этих процессов, протекающих с повышени-

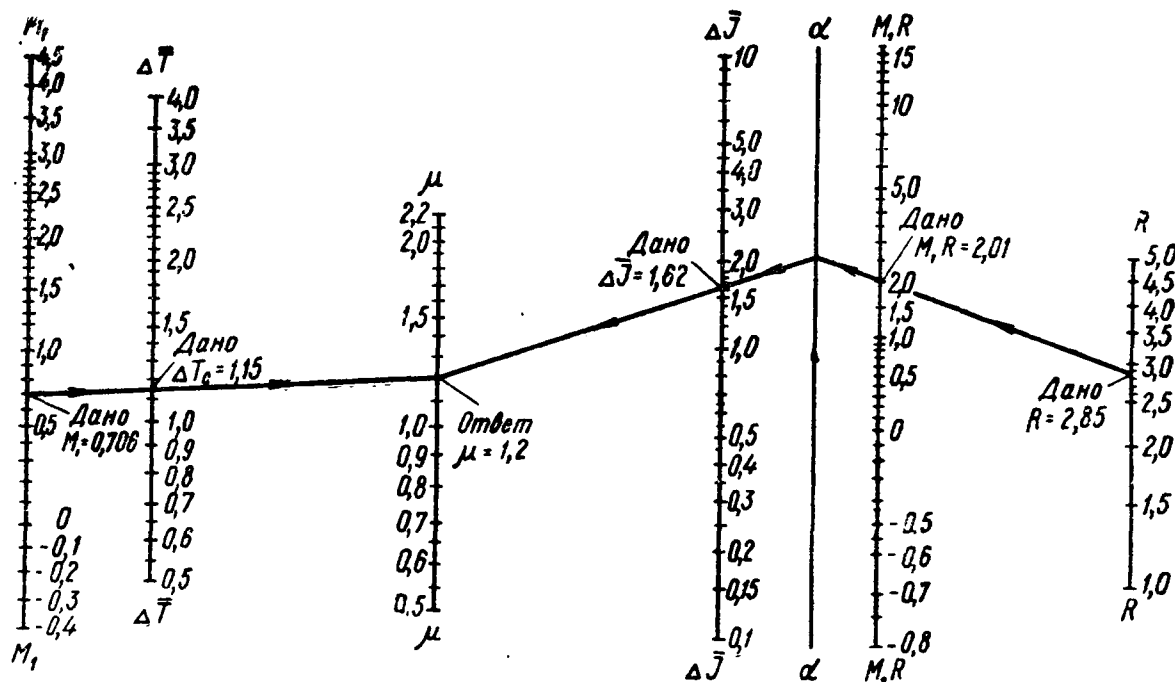
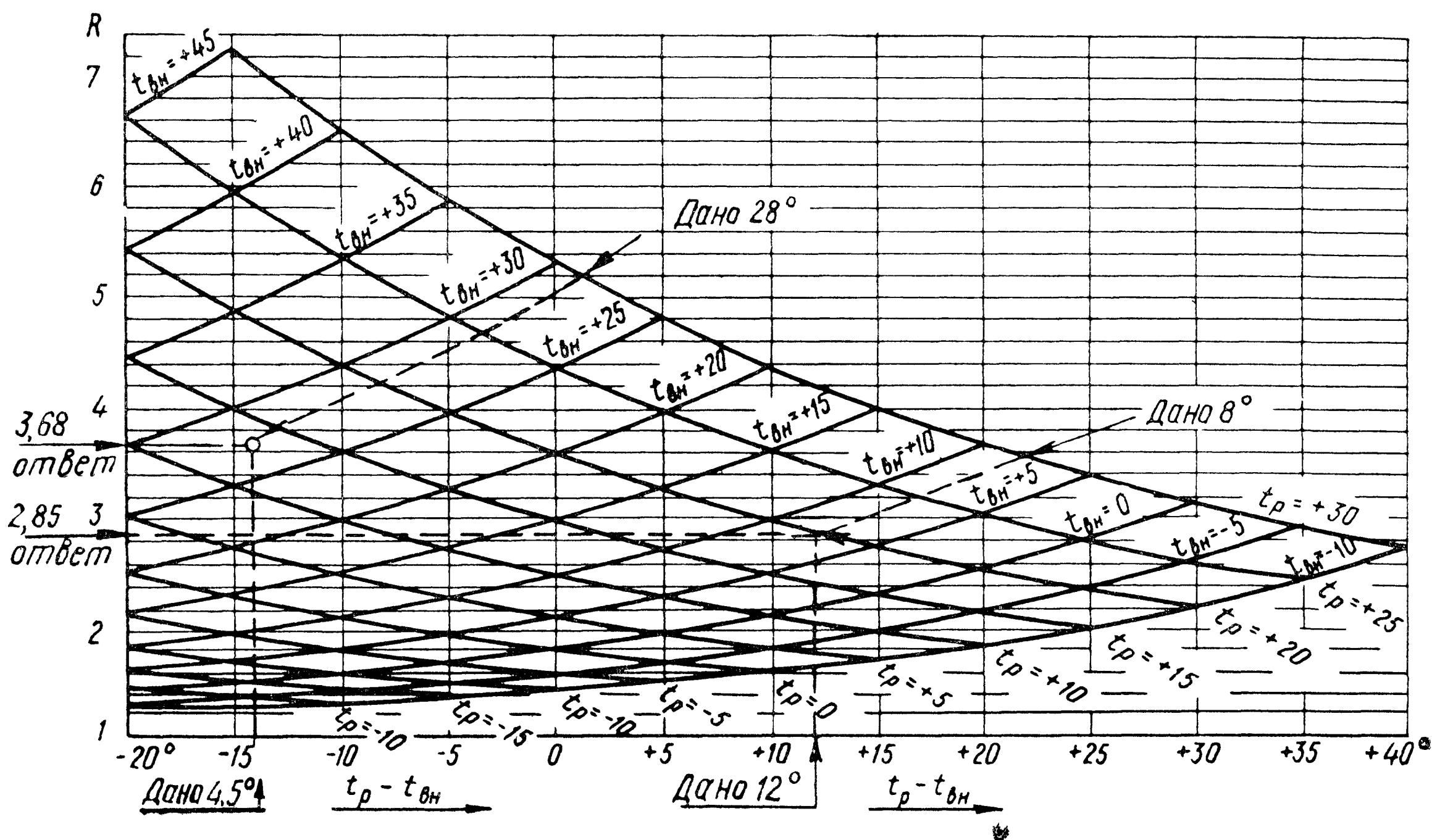


Рис. 7.25. Номограмма для расчета процессов с понижением теплосодержания воздуха в оросительных камерах

Рис 7 26 Диаграмма для определения величины R

ем теплосодержания воздуха, следует производить по формуле

$$\Delta \bar{T}_в = 0,17 (1 + M_1 R) R^{-0.3} \mu^{-0.37}, \quad (7.47)$$

где $\Delta \bar{T}_в = \frac{t_{вк} - t_{вн}}{t_{с1} - t_p}$ — критерий относительного изменения температуры воды, $t_{вк}$ и $t_{вн}$ — соответственно температура воды после охлаждения и до поступления в оросительную камеру в град

Формула (7.47) действительна для расчета охлаждения воды в одноступенчатых оросительных камерах при форсунках диаметром 3,5 мм, плотности расположения 13—18 шт/м² ряд, для двух- и трехрядных камер со встречным распылением воды. Для облегчения расчетов по указанной формуле составлена номограмма, приведенная на рис 7.28.

При применении оросительных камер с плотностью расположения форсунок 24—28 шт/м² ряд значения величин $\Delta \bar{T}$ и ΔT , полученные по формулам

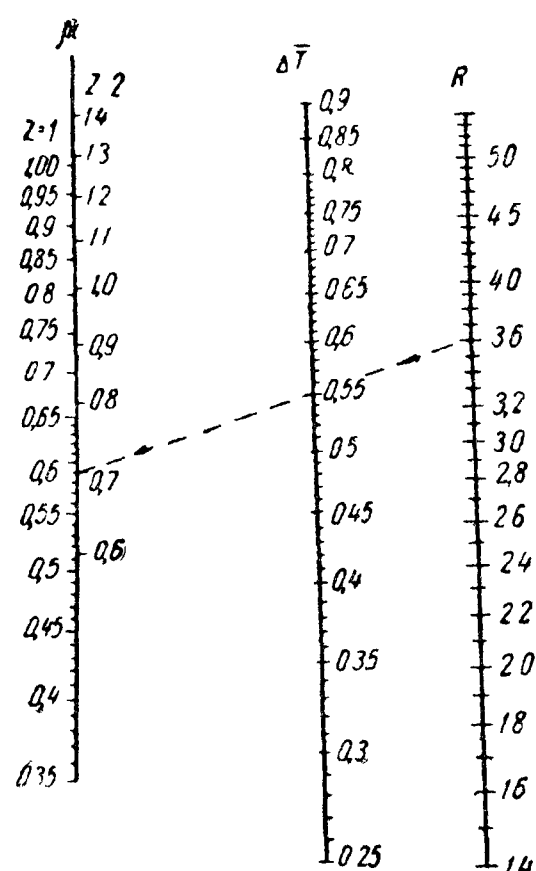


Рис 7 27 Номограмма для расчета процессов адиабатического увлажнения

Дано: $\Delta T = 0.55$, $R = 3.6$
 $z = 2$, $d_0 = 5$ мм
 Определяем $\mu = 0.7$ кг/кг,
 $t_{с2} = t_{с1} - \Delta T (t_{с1} - t_p)$

(7.40) и (7.41), должны быть уменьшены соответственно на 6%

По приведенным выше расчетным формулам и номограммам решаются как прямые задачи по определению

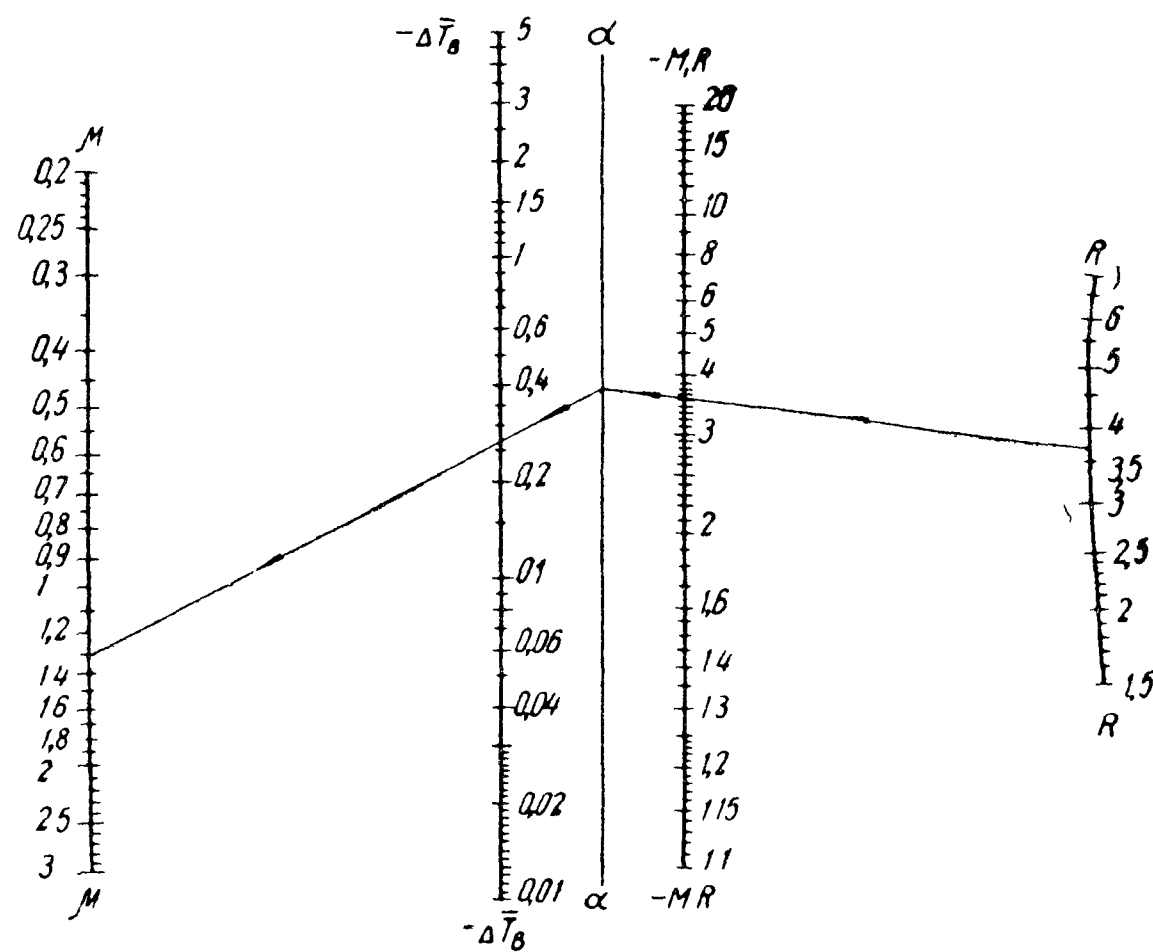


Рис 7 28 Номограмма для расчета охлаждения воды в оросительных камерах

Дано $t_{с1} = 28.5^\circ$, $I_1 = 12.9$ ккал/кг, $t_p = 13.5^\circ$, $t_{вн} = 28^\circ$, $t_{вк} = 24^\circ$. Определить коэффициент орошения μ

Решение находим $\Delta \bar{T}_в = \frac{24 - 28}{28.5 - 13.5} = -0.267$, $M_1 = \frac{13.5 - 28}{28.5 - 13.5} = -0.967$. По рис 7.26 $R = 3.68$, $M_1 R = -3.56$

По рис 7.28 ответ $\mu = 1.31$ кг/кг

коэффициентов орошения μ или начальной температуры распыляемой воды $t_{в.н}$ при заданных начальных конечных параметрах воздуха, так и обратные задачи по нахождению конечных параметров воздуха после орошения I_2 и $t_{с2}$ при заданных коэффициентах орошения μ и значениях $t_{в.н}$.

Приведенные формулы справедливы при давлениях воды перед форсунками в пределах $p_0 = 0,7 \div 3 \text{ кг/см}^2$, весовой скорости движения воздуха через оросительное пространство $v\gamma = 1,6 \div 3 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$ и при значениях величин M_1 , R , $M_1 R$, $t_{с1} - t_{р1}$ и μ , указанных в табл. 7.8.

Е. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Пример 7.1. Требуется охладить в камере орошения 60 000 м³/ч воздуха, имеющего температуру 32° С и теплосодержание 15 ккал/кг (точка A_1) на рис. 7.19, до температуры 16° С и теплосодержания 10,2 ккал/кг (точка B_1). Расчет произвести по методу Промстройпроекта.

Решение. Из построения процесса на $I-d$ -диаграмме (рис. 7.19) находим теоретическую температуру отработанной воды $t'_T = 14^\circ \text{С}$. Схема процесса располагается в III секторе $I-d$ -диаграммы; процесс идет с охлаждением и осушкой воздуха.

Выбираем камеру Кд 6002 заводского изготовления с номинальной производительностью 60 000 м³/ч (см. приложение III) с расчетным сечением воздушной части 6,6 м².

Средняя весовая скорость воздуха в камере $\frac{60\,000 \cdot 1,2}{3600 \cdot 6,6} = 3 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$; эквивалентный диаметр сечения воздушной части ее $\frac{2 \cdot 6,6}{2,57 + 2,57} = 2,57 > 1,5 \text{ м}$ и высота $H = 2,57 \text{ м} > 1,5 \text{ м}$.

Эффективность заданного процесса теплообмена принимаем по рис. 7.19 и формуле (7.24): $E = \frac{32-16}{32-14} = 0,89$.

Предполагаем в камере установить форсунки грубого распыла с условным диаметром 4,5 мм. Коэффициент орошения определяем по формуле (7.30), так как эквивалентный диаметр и высота камеры больше 1,5 м с поправками согласно табл. 7.7

$$\mu = 1,0 \cdot 0,86 \cdot 2,92 \cdot 3,0 - 0,535 \left(\lg \frac{1}{1 - 0,89} \right)^{1,175} = 1,29 \text{ кг/кг.}$$

Общий расход воды в камере

$$\frac{1,29 \cdot 60\,000 \cdot 1,2}{1000} = 92,88 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

К установке принимаем двухрядную камеру, которая, как указано в приложении III, при плотности 18 форсунок на 1 м² имеет 240 форсунок.

Производительность каждой форсунки будет

$$\frac{92,88}{240} = 0,387 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

По графику, приведенному в приложении III, форсунки Кд 1002—25 при диаметре выходного отверстия 4,5 мм обеспечивают эту производительность, для чего необходимо давление воды 1,5 кг/см². Условия соответствуют грубому распылу воды в камере.

Температуру воды, подаваемой к форсункам камеры, определяют по формуле (7.27):

$$t'_{в.н} = 14 - \frac{15 - 10,2}{1,29} \cdot \frac{1}{0,89} = 9,8^\circ \text{С.}$$

Температура отработанной воды в формуле (7.26);

$$t'_{в.к} = 9,8 + (14 - 9,8) 0,89 = 13,5^\circ \text{С.}$$

Рассмотрим возможность получения заданного охлаждения на $\Delta I_d = 15 - 10,2 = 4,8 \text{ ккал/кг}$ при подаче меньшего количества более холодной воды.

Задаемся более низким коэффициентом эффективности теплообмена, например $E = 0,8 < 0,89$. При $\Delta I_d = 4,8 \text{ ккал/кг}$ и $E = 0,8$ минимальное теоретически достижимое теплосодержание для этого процесса характеризуется величиной

$$I''_T = 15 - \frac{4,8}{0,8} = 9 \text{ ккал/кг,}$$

чему соответствует температура $t'_T = 13,3^\circ \text{С}$ (при $\Phi = 100\%$).

Из построения схемы процесса на $I-d$ -диаграмме, прямая $A_1 B t'_T$ (рис. 7.19), находим теоретически достижимую температуру приготовленного воздуха 16,8° С, соответствующую заданному теплосодержанию $I_2 = 10,2 \text{ ккал/кг}$ (точка B).

Из совместного решения уравнений (7.38) и (7.39) при начальной температуре воздуха $t_{с1} = t_{A1} = 32^\circ \text{С}$ находим, что для достижения заданной температуры $t_{с4} = t_{B1} = 16^\circ \text{С}$ при $t_{с2} = t_{B2} = 16,8^\circ \text{С}$,

коэффициент орошения должен быть равен:

$$\mu_0 = \frac{t_{с1} - t_{с2} - 0,61 (t_{с1} - t_{с4})}{0,347 (t_{с1} - t_{с4})} = \frac{32 - 16,8 - 0,61 (32 - 16)}{0,347 \cdot (32 - 16)} = 0,98 \text{ кг/кг.}$$

С другой стороны, коэффициент орошения в предположении оборудования камеры форсунками диаметром 3,5 мм должен быть равен (7.30):

$$\mu' = 0,893 \cdot 0,86 \cdot 2,92 \cdot 3 - 0,535 \left(\lg \frac{1}{1 - 0,8} \right)^{1,175} = 0,85 \text{ кг/кг.}$$

Отношение

$$\frac{\mu_0}{\mu'} = \frac{0,98}{0,85} = 1,153,$$

следовательно, при прочих равных условиях коэффициент z в формуле (7.30) должен быть равен: $z = 0,893 \cdot 1 \cdot 1,153 = 1,03$. Исходя из выражения $z = 0,508 d^{0,45}$ и сообразуясь с выпускаемыми промышленностью форсунками, принимаем диаметр выходного отверстия 4,5 мм вместо 3,5 мм, намеренных ранее. Тогда расхождение между коэффициентами μ_0 и μ' практически отсутствует, так как при $d = 4,5 \text{ мм}$ коэффициент $z = 1$.

Начальная температура воды

$$13,3 - \frac{15 - 10,2}{0,98} \cdot \frac{1}{0,80} = 7,2^\circ \text{С.}$$

Температура отработанной воды

$$7,2 + (13,3 - 7,2) 0,8 = 12,1^\circ \text{С.}$$

Расход воды в камере при орошении 0,98 кг/кг равен:

$$\frac{60\,000 \cdot 1,2 \cdot 0,98}{1000} = 70,6 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Расход воды через одну форсунку:

$$\frac{70,6}{240} = 0,29 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Необходимо давление воды перед форсунками 1,8 кг/см².

Пример 7.2. Воздух начального состояния $I_1 = 17,9 \text{ ккал/кг}$ и $t_{с1} = 37^\circ \text{С}$ (точка 1, рис. 7.23) следует охладить и осушить до состояния $I_2 = 11,3 \text{ ккал/кг}$ и $t_{с2} = 17,5^\circ \text{С}$ (точка 2), орошая водой с начальной температурой $t_{в.н} = 8^\circ \text{С}$.

Обработка воздуха производится в двухрядной камере, оснащенной центробежными форсунками с диаметрами выходных отверстий 5 мм при плотности их расположения 18 шт/м² ряд. Расчет производим по методу Сантехпроекта.

Решение 1. Из построения процесса на $I-d$ -диаграмме находим точку росы воздуха, соответствующую его начальному состоянию $t_{р1} = 20^\circ \text{С}$.

Определяем величины $\Delta \bar{I}$ и $\Delta \bar{T}$ из данных, найденных на $I-d$ -диаграмме по формулам (7.40) и (7.41):

$$\Delta \bar{I} = \frac{17,9 - 11,3}{0,24 (37 - 20)} = 1,62;$$

$$\Delta \bar{T} = \frac{37 - 17,5}{37 - 20} = 1,147$$

и температурный критерий по формуле (7.42):

$$M_1 = \frac{20 - 8}{37 - 20} = 0,706.$$

По номограмме на рис. 7.26 при $t_{в.н} = 8$, $t_p = 20$ и $t_p - t_{в.н} = 12$ находим критерий $R = 2,85$. Тогда $M_1 R = 0,706 \cdot 2,85 = 2,01$. Величины M_1 , R и $M_1 R$ удовлетворяют пределам, приведенным в табл. 7.8 для

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{t_{\text{с1}} - t_{\text{с2}}}{2,3 \lg \frac{t_{\text{с1}} - t_{\text{Т}}}{t_{\text{с2}} - t_{\text{Т}}}} \quad (7.53)$$

В формуле (7.53) величина $t_{\text{Т}}$ является средней температурой воды или соляного раствора и определяется по формуле

$$t_{\text{Т}} = \frac{t_{\text{В.Н}} + t_{\text{В.К}}}{2},$$

где $t_{\text{В.Н}}$ и $t_{\text{В.К}}$ — температура воды или соляного раствора, которые поступают и стекают из воздухоохладителя, в град (рис. 7.30).

Из опытов, проведенных ВНИИХИ, при орошении колец или желобов были получены две формулы для коэффициента явной теплопередачи:

формула Кобулашвили для раствора хлористого кальция при живом сечении решетки 35%

$$K_{\text{я}} = (0,635 + 1,36\delta) (18,4B_{\text{д}} + 742vB_{\text{д}}^{0,6}) \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} \quad (7.54)$$

и формула Гоголина для воды при живом сечении решетки 85%

$$K_{\text{я}} = (280 + 1640\delta) \times B_{\text{д}}^{0,42} (v\gamma)^{(0,5+0,6\delta)} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}. \quad (7.55)$$

Для облегчения расчетов по формуле (7.55) приводится номограмма на рис. 7.31.

Формула (7.55) может быть представлена также в виде, удобном для прямого определения коэффициента орошения:

$$\mu = \left[\frac{63,86 \lg \frac{1}{1-E}}{280 + 1640\delta} \right]^{2,38} \gamma_{\text{р}} (v\gamma)^{(0,19-1,43\delta)} \text{ кг/кг}, \quad (7.56)$$

где δ — толщина слоя фарфоровых колец $25 \times 25 \times 3$ мм;

$E = \frac{t_{\text{с1}} - t_{\text{с2}}}{t_{\text{с1}} - t_{\text{Т}}}$ — эффективность теплообмена (рис. 7.30);

$\gamma_{\text{р}}$ — удельный вес воды или рассола в кг/м³.

Величина коэффициента $K_{\text{я}}$ по формуле (7.54) больше, чем по формуле (7.55), что объясняется отсутствием в последнем случае «кипящего» слоя воды у решетки, через которую воздух проходил с меньшими скоростями.

Применение форсунок вместо желобов увеличивает коэффициент $K_{\text{я}}$ за счет теплопередачи в орошаемом пространстве воздухоохладителя и более равномерного распределения охлаждающей воды по кольцам.

Потеря давления при проходе воздуха сквозь орошаемый рабочий слой колец на решетке с 85% живого сечения определяется по формуле Гоголина

$$\Delta P_{\text{р}} = [44\delta + (0,75 + 4,6\delta) B_{\text{д}}] v^{2,4-\delta} \text{ кг/м}^2 \quad (7.57)$$

или по номограмме на рис. 7.32.

Сопротивление отбойного слоя колец $25 \times 25 \times 3$ мм определяется по формуле

$$\Delta P_0 = 33\delta v^{1,88} \text{ кг/м}^2 \quad (7.58)$$

или по номограмме на рис. 7.33.

Пример 7.3. Определить размеры воздухоохладителя с насадкой из орошаемых колец, количество и температуру охлаждающей воды для охлаждения 55 000 кг/ч воздуха с температурой $t_{\text{с1}} = 25^\circ \text{С}$ и теплосодержанием $I_1 = 12$ ккал/кг до параметров $t_{\text{с2}} = 10,2^\circ \text{С}$ и $I_2 = 6,55$ ккал/кг по схеме на рис. 7.30.

Общее количество тепла, отводимого в воздухоохладителе

$$Q = 55\,000 (12 - 6,55) = 300\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Скорость воздуха при входе в воздухоохладитель принимаем 1,2 м/сек, тогда при $\gamma = 1,17$ кг/м³

$$F = \frac{55\,000}{1,2 \cdot 1,17 \cdot 3600} = 10,9 \text{ м}^2.$$

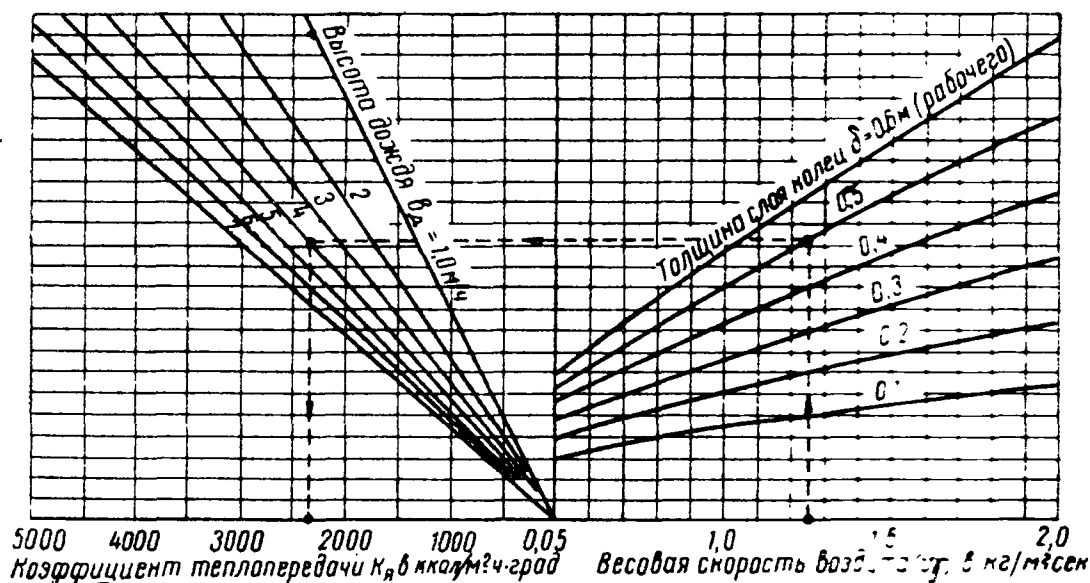


Рис. 7.31. Номограмма А. А. Гоголина для определения коэффициента теплопередачи в воздухоохладителе с орошаемой насадкой из колец

Прямая, проходящая через точки, обозначающие начальное и конечное состояние воздуха (рис. 7.30), заканчивается на линии $\Phi = 100\%$ при $t_{\text{Т}} = 6,7^\circ \text{С}$, соответствующей средней температуре охлаждающей воды.

Эффективность процесса охлаждения

$$E = \frac{25 - 10,2}{25 - 6,7} = 0,809$$

Принимая толщину слоя орошаемых колец $\delta = 0,35$ м и $\gamma_{\text{р}} = 1000$ кг/м³, по формуле (7.56) определяем коэффициент орошения

$$\mu = \left[\frac{63,86 \lg \frac{1}{1-0,809}}{280 + 1640 \cdot 0,35} \right]^{2,38} 1000 (1,2 \cdot 1,17)^{(0,19-1,43 \cdot 0,35)} = 1,17 \text{ кг/кг}$$

Расход воды на орошение

$$55\,000 \cdot 1,17 = 64\,350 \text{ л/ч.}$$

Высота дождя по формуле (7.57)

$$B_{\text{д}} = 3,6 \cdot 1,2 \cdot 1,17 \cdot 0,86 = 4,3 \text{ м/ч.}$$

Общее сопротивление воздухоохладителя прохождению воздуха для рабочего слоя колец по формуле (7.57)

$$\Delta P_{\text{р}} = [44 \cdot 0,35 + (0,75 + 4,6 \cdot 0,35) 4,3] 1,2^{2,4-0,35} = 39,5 \text{ кг/м}^2.$$

Высоту отбойного слоя колец принимаем исходя из орошения желобами $\delta = 0,1$ м; сопротивление его по формуле (7.58)

$$\Delta P_0 = 33 \cdot 0,1 \cdot 1,2^{1,88} = 4,7 \text{ кг/м}^2.$$

Общее сопротивление воздухоохладителя

$$\Delta P = 39,5 + 4,7 = 44,2 \text{ кг/м}^2.$$

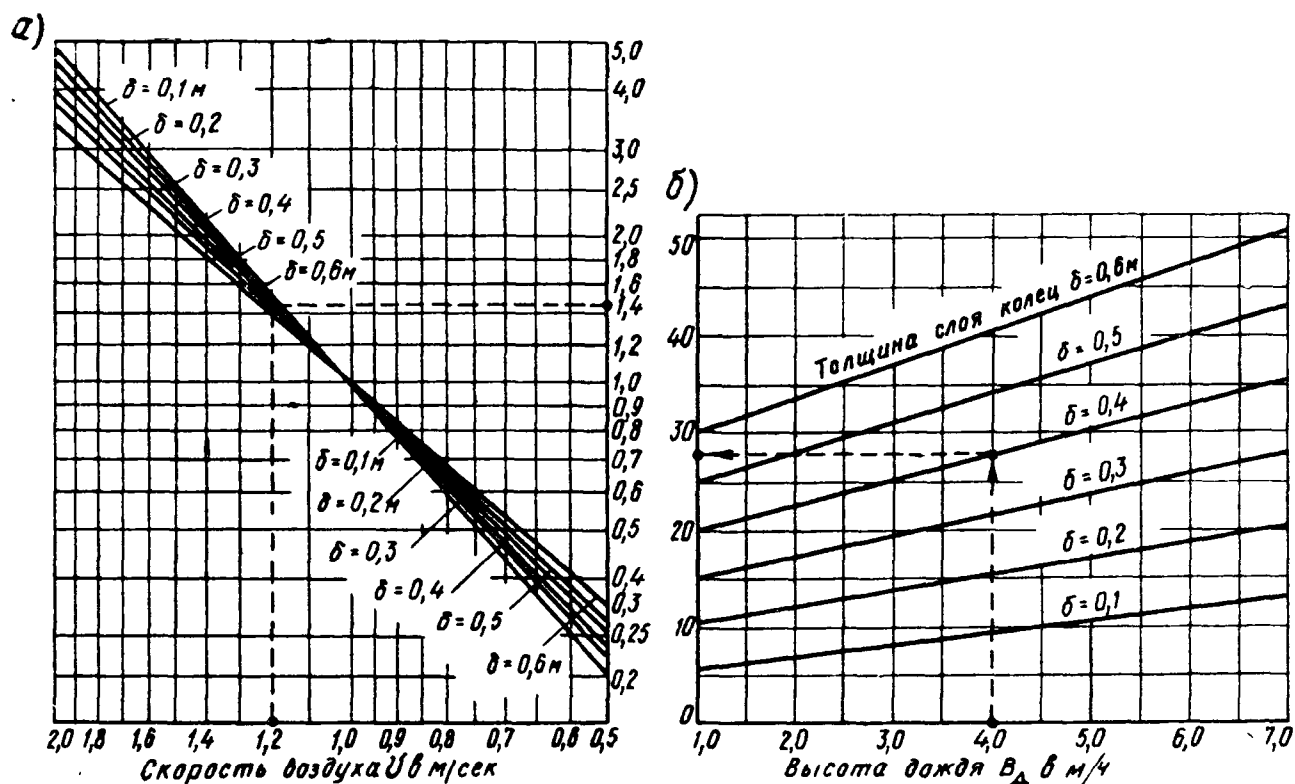


Рис. 7.32. Номограммы А. А. Гоголина для определения сопротивления ΔP орошаемого рабочего слоя фарфоровых колец размером $25 \times 25 \times 3$ мм

А — номограмма для определения величины $u^{2,4-\delta}$; Б — то же, для определения величины $4^{1-\delta}(0,75+4,6\delta) B_d$; ΔP определяют как произведения результатов, полученных по номограммам

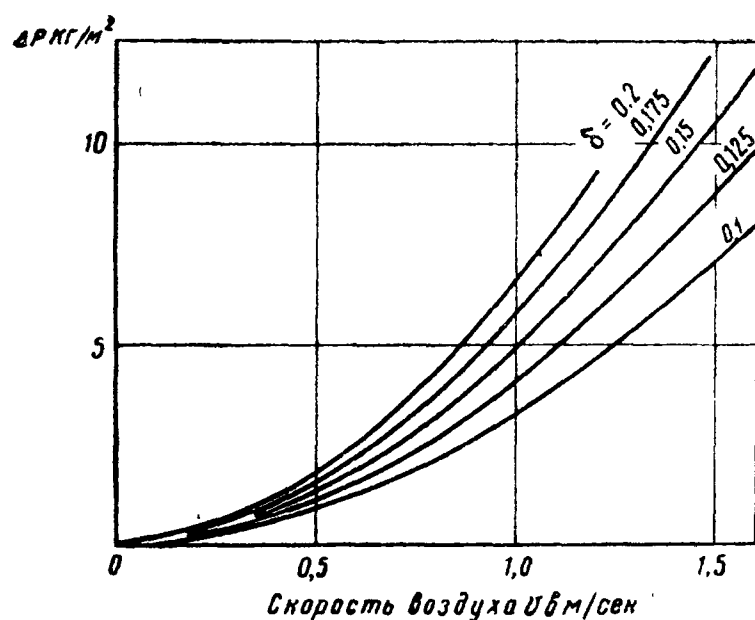


Рис. 7.33. График для определения сопротивления отбойного слоя фарфоровых колец размером $25 \times 25 \times 3$ мм

7.6. ПОВЕРХНОСТНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Поверхностные воздухоохладители (ПВ) делятся на гладкотрубные и ребристые. Если наружная поверхность воздухоохладителей орошается водой, то воздухоохладители называются орошаемыми.

Воздухоохладители из гладких труб применяются редко, например в установках с высокой начальной влажностью воздуха, если охлаждение связано со значительным образованием инея или льда на охлаждающей поверхности.

Для центральных кондиционеров в НИИСантехники разработано два типа поверхностных воздухоохладителей для работы на хладоносителе воде:

а) из стальных труб с навитыми стальными ребрами (см. приложение III);

б) из алюминиевых труб с ребрами, образованными накаткой из тела трубы.

Номинальная производительность по воздуху воздухоохладителей: 10, 20, 40, 60 и 80 тыс. $m^3/ч$; 3—4-рядные секции.

В настоящее время промышленностью изготавливаются только стальные воздухоохладители производительностью 10—80 тыс. $m^3/ч$.

Воздухоохладители, внутри которых испаряется фреон, изготавливают главным образом из медных труб диаметром от 10×1 до $28 \times 1,5$ мм с латунными, стальными, медными и алюминиевыми ребрами, а в последнее время — из алюминиевых труб с такими же ребрами.

Аммиачные и рассольные воздухоохладители изготавливаются обычно из стальных труб диаметром 24×2 , $30 \times 2,5$, $38 \times 2,5$ мм, а также из алюминия.

В фреоновых воздухоохладителях с температурами поверхностей выше 0° шаг ребер обычно делают 2—5 мм, а при интенсивном выпадении влаги — 3—7 мм.

Если температура поверхности ребер опускается ниже 0° и на ней может выпадать иней, то шаг ребер должен быть 9 мм и более.

Воздухоохладители автономных кондиционеров, являющиеся одновременно испарителями хладагента, выполняются, как правило, из алюминиевых пластин толщиной 0,2 мм, надетых на медные, а иногда на алюминиевые трубы диаметром 8—15 мм с шагом 1,8—2 мм. Такие поверхности имеют до 900 м² в 1 м³ объема и весят 0,75 кг на 1 м² поверхности.

По сравнению с описанными стальными ПВ неавтономных центральных кондиционеров имеют только около 200 м² поверхности на 1 м³ объема и вес около 4 кг/м².

Для сбора и отвода конденсата под воздухоохладителями следует устанавливать поддоны.

Воздухоохладители высотой более 2 м при режимах охлаждения и осушения воздуха следует делить на части по высоте, вводя в промежутки самостоятельные поддоны.

По данным А. А. Гоголина, при весовой скорости воздуха в живом сечении воздухоохладителя 5—6 кг/м²·сек унос капель конденсата не наблюдается; начиная со скорости 8 кг/м²·сек унос становится интенсивным, а при скорости 10 кг/м²·сек почти весь конденсат уносится.

Во избежании уноса конденсата скорости воздуха в живом сечении воздухоохладителя не рекомендуется принимать более 6 кг/м²·сек.

Скорость воды, рассолов и хладагентов в трубках воздухоохладителя рекомендуется принимать в пределах от 0,5 до 1,2 м/сек.

Б. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ПО МЕТОДУ Д-РА ТЕХН. НАУК А. А. ГОГОЛИНА

Поверхность воздухоохладителя для охлаждения и осушки воздуха определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср.л}}} = \frac{Q}{\alpha_n k_{\text{э}} \xi \Delta t_{\text{ср.л.п}}} \text{ м}^2, \quad (7.59)$$

а для охлаждения без осушки воздуха

$$F = \frac{Q_{\text{я}}}{k_{\text{я}} \Delta t_{\text{ср.л}}} = \frac{Q_{\text{я}}}{\alpha_n k_{\text{э}} \Delta t_{\text{ср.л.п}}} \text{ м}^2, \quad (7.60)$$

где Q и $Q_{\text{я}}$ — количество полного и явного тепла, отводимого в воздухоохладителе, в ккал/ч;

k и $k_{\text{я}}$ — коэффициенты полной и явной теплопередачи от воздуха к хладоносителю или хладагенту в ккал/м²·ч·град [см. формулы (7.66)–(7.69), п. 7.6 «Д»];

$\Delta t_{\text{ср.л}}$ — средняя логарифмическая разность температур воздуха и хладоносителя в град по формуле (7.61);

$\Delta t_{\text{ср.л.п}}$ — средняя логарифмическая разность температур воздуха и наружной поверхности воздухоохладителя в град по формуле (7.76);

α_n — коэффициент явного тепловосприятия от воздуха к наружной поверхности воздухоохладителя в ккал/м²·ч·град (см. п. 7.6 «Д»);

$k_{\text{э}}$ — коэффициент эффективности ребристой поверхности (безразмерный) по формуле (7.70);

ξ — коэффициент увеличения тепловосприятия к наружной поверхности воздухоохладителя за счет массообмена (безразмерный) по формуле (7.73);

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = P \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \text{ град}, \quad (7.61)$$

где Δt_6 и Δt_m — большая и меньшая разности температур охлаждаемого воздуха и хладоносителя или хладагента;

а) при противотоке

$$\Delta t_6 = t_{\text{с.1}} - t_{\text{в.к}} \text{ град}; \quad (7.62)$$

$$\Delta t_m = t_{\text{с.2}} - t_{\text{в.н}} \text{ град}; \quad (7.63)$$

б) при параллельном токе

$$\Delta t_6 = t_{\text{с.1}} - t_{\text{в.н}} \text{ град}; \quad (7.64)$$

$$\Delta t_m = t_{\text{с.2}} - t_{\text{в.к}} \text{ град}; \quad (7.65)$$

$t_{\text{с.1}}$ — температура воздуха по сухому термометру при входе в воздухоохладитель в град;

$t_{\text{с.2}}$ — температура воздуха по сухому термометру при выходе из воздухоохладителя в град;

$t_{\text{в.н}}$ — температура хладоносителя при входе в воздухоохладитель в град;

$t_{\text{в.к}}$ — температура хладоносителя при выходе из воздухоохладителя в град;

$t_{\text{в.н}} = t_{\text{в.к}} = t_{\text{а}}$ — при испарении хладагента внутри воздухоохладителя, где $t_{\text{а}}$ — температура испарения в град;

P — поправочный коэффициент применяемый при перекрестном токе воздуха и воды.

Величина коэффициента P определяется по графику на рис. 7.34 при условии, что остальные вычисления по формуле (7.61) сделаны в предположении противотока теплообменивающихся сред. Для противоточных и параллельноточных воздухоохладителей, а также для воздухоохладителей с непосредственным испарением хладагента $P=1$. При $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 1,7$ и $P=1$ среднюю логарифмическую разность температур с погрешностью до 2% можно заменить среднеарифметической разностью: $0,5(\Delta t_6 + \Delta t_m)$ град.

Коэффициент теплопередачи определяется по одной из следующих формул:

полный для гладкотрубной поверхности

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \xi} + \frac{d}{\alpha_{\text{вн}}}} = \frac{\alpha_n \alpha_{\text{вн}} \xi}{\alpha_n \bar{d} \xi + \alpha_{\text{вн}}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}; \quad (7.66)$$

полный для ребристой поверхности

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \xi k_{\text{э}}} - \frac{k_{\text{ор}}}{\alpha_{\text{вн}}}} = \frac{\alpha_n \alpha_{\text{вн}} \xi k_{\text{э}}}{\alpha_n \xi k_{\text{ор}} k_{\text{э}} + \alpha_{\text{вн}}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}. \quad (7.67)$$

явной теплопередачи для гладкотрубной поверхности

$$k_{\text{я}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} - \frac{d}{\alpha_{\text{вн}}}} = \frac{\alpha_n \alpha_{\text{вн}}}{\alpha_n \bar{d} + \alpha_{\text{вн}}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}; \quad (7.68)$$

явной теплопередачи для ребристой поверхности

$$k_{\text{я}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}} k_{\text{э}}} + \frac{k_{\text{ор}}}{\alpha_{\text{вн}}}} = \frac{\alpha_{\text{н}} \alpha_{\text{вн}} k_{\text{э}}}{\alpha_{\text{н}} k_{\text{э}} k_{\text{ор}} + \alpha_{\text{вн}}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}; \quad (7.69)$$

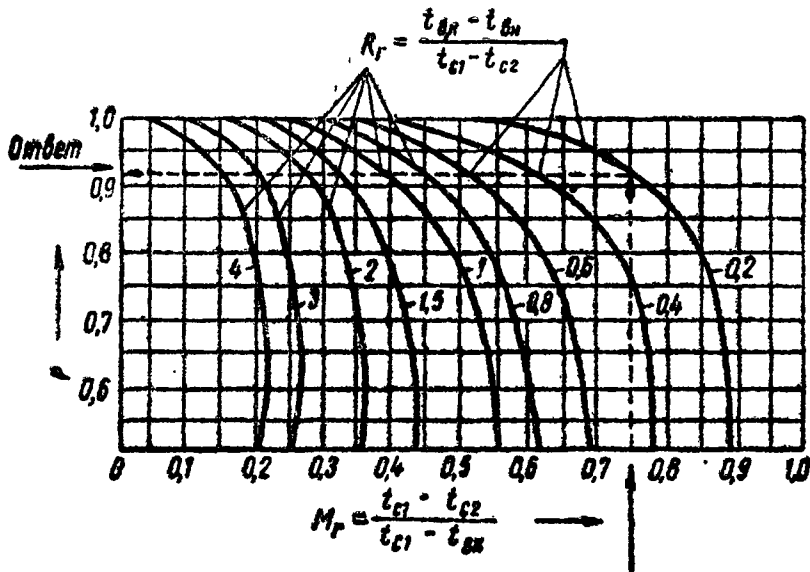


Рис. 7.34. График для определения поправочного коэффициента P при перекрестном токе воздуха и холодоносителя в воздухоохладителе

где $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициент восприятия тепла наружной поверхностью воздухоохладителя (см. п. 7.6 Д) в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;
 $\alpha_{\text{вн}}$ — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности к хладоносителю или хладагенту (см. п. 7.6 Д) в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;
 $k_{\text{ор}} = \frac{F}{F_{\text{т}}}$ — коэффициент оребрения, являющийся отношением общей наружной поверхности воздухоохладителя $F \text{ м}^2$ (наружная поверхность труб + поверхность ребер) к внутренней поверхности труб $F_{\text{т}} \text{ м}^2$;

$\bar{d} = \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}$ — отношение наружного диаметра труб $d_{\text{н}}$ в м к внутреннему $d_{\text{вн}}$;

$k_{\text{э}}$ — коэффициент эффективности ребристой поверхности зависит от коэффициента эффективности ребра $k_{\text{э.р}}$ и практически равно ему при $k_{\text{э.р}} \geq 0,85$ и $k_{\text{ор}} > 10$; $k_{\text{э}}$ — характеризует сопротивление теплопередаче от ребер к хладоносителю или хладагенту и определяется по формуле

$$k_{\text{э}} = k_{\text{э.р}} + \frac{1}{k_{\text{ор}}} (1 - k_{\text{э.р}}). \quad (7.70)$$

Величина $k_{\text{э.р}} \approx k_{\text{э}}$ характеризует отклонение температуры на поверхности ребер от температуры на поверхности труб и осушающую способность ребер; во избежание резкого снижения осушающей способности воздухоохладителя не следует допускать $k_{\text{э.р}} < 0,85$.

Коэффициент эффективности ребер, приваренных вдоль трубы или навитых на трубу, определяется по формуле (7.71) или с помощью графика на рис. 7.35:

$$k_{\text{э.р}} = \frac{\text{th}(h \sqrt{B'})}{h \sqrt{B'}}. \quad (7.71)$$

Здесь h — высота ребра в м ;
 th — обозначение гиперболического тангенса.

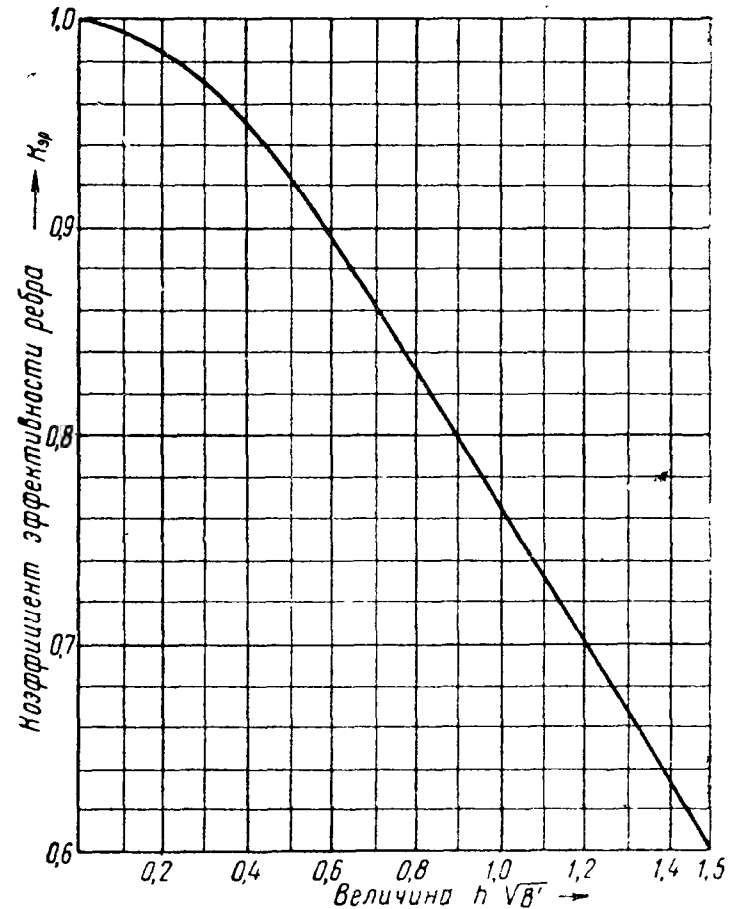


Рис. 7.35. График для определения коэффициента эффективности ребер $k_{\text{э}}$, приваренных вдоль трубы или навитых на трубу

Величина B' определяется по формуле

$$B' = 2 \frac{\alpha_{\text{н}} \xi}{\delta \lambda}, \quad (7.72)$$

где $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициент тепловосприятия наружной поверхности в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;
 δ — толщина ребра в м ;
 λ — теплопроводность материала ребра (табл. 7.9) в $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;
 ξ — коэффициент увеличения тепловосприятия за счет массообмена, выражающегося в конденсации влаги на поверхности.

Значение ξ определяется на основе схемы процесса обработки воздуха, построенной на $I-d$ -диаграмме (рис. 7.36) по формуле

$$\xi = \frac{I_1 - I_2}{0,24 (t_{c1} - t_{c2})}. \quad (7.73)$$

Для пластинчатых поверхностей коэффициент эффективности ребер определяется по формулам (7.71) — (7.73), причем действительная высота ребра h в формуле (7.71) заменяется условной:

$$h = \frac{s_M - d_H}{2} (1 + 0,805 \lg \rho) \text{ м}, \quad (7.74)$$

где

$$\rho = A \frac{s_M}{d_n} \sqrt{\frac{s_6}{s_M} - b} ; \quad (7.75)$$

s_m и s_b — меньшее и большее расстояния между осями соседних труб воздухоохладителя в m ;
 d_H — наружный диаметр труб в m ;
 A — коэффициент, равный 1,28 для коридорного и 1,27 для шахматного расположения труб;
 b — величина, равная 0,2 для коридорного и 0,3 для шахматного расположения труб.

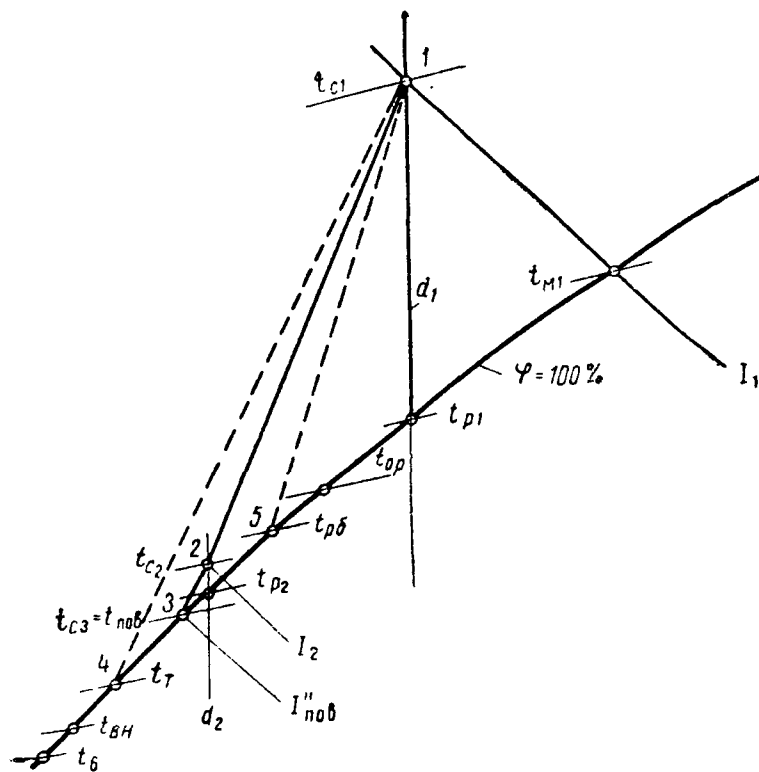


Рис. 7.36. Схема процесса охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе, построенная на $I-d$ -диаграмме

Т а б л и ц а 7.9

Теплопроводность материалов λ при 0°,
употребляемых при изготовлении воздухоохладителей

Материал	λ в ккал/м·ч·град
Алюминий	180
Дюралюминий: 94—96% Al, 3—5% Cu	137
Железо техническое	62
Сталь углеродистая	39—43
Медь	335
Латунь:	
90% Cu, 10% Zn	88
67% Cu, 33% Zn	86
Бронза: 57% Cu, 37% Zn, 2,3% Mn	60
Цинк	97

На схеме изменения состояния воздуха при контакте его с ребристой поверхностью (рис. 7.36) прямая 1—4 представляет процесс, соответствующий сопри-

косновению воздуха, имеющего температуру $t_{с1}$, струями, имеющими температуру t_T ; прямая 1—5 — при соприкосновении с ребрами, имеющими среднюю температуру $t_{рб}$, а прямая 1—3 — процесс в целом, отнесенный к суммарной средней температуре поверхности $t_3 = t_{пов}$.

Температура t_3 — это предельно высокая средняя температура поверхности, при которой еще может быть получен заданный процесс охлаждения и осушения воздуха, если коэффициент эффективности ребер $k_{3,p} \geq 0,85$.

При понижении средней суммарной температуры поверхности ниже предельной t_3 , например до t_6 (см. рис. 7.36), заданный процесс охлаждения и осушки воздуха может быть получен при меньших поверхностях воздухоохладителя.

Отправным параметром расчета является средняя температура наружной поверхности воздухоохладителя $t_{\text{пов}} \leq t_3$, а искомыми — поверхность воздухоохладителя F в м^2 и температуры хладоносителя $t_{\text{в.н}}$ и $t_{\text{в.к}}$ или хладагента t_a .

Поверхность рассчитывается по формулам (7.59) и (7.60). Для этого расчета и для определения температур $t_{в.н.}$, $t_{в.к}$ или t_a следует найти среднюю логарифмическую разность температур воздуха и поверхности по формуле (7.76).

$$\Delta t_{\text{ср.л.п}} = \frac{\Delta t_{6.\text{п}} - \Delta t_{\text{м.п}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{6.\text{п}}}{\Delta t_{\text{м.п}}}} \text{ град.} \quad (7.76)$$

где

$$\Delta t_{\delta, \Pi} = t_{\text{с.1}} - t_{\text{п.0.в}} \text{ сраб.} \quad (7.77)$$

$$\Delta t_{\text{м.п}} = t_{\text{с2}} - t_{\text{п0в}} \text{ град.} \quad (7.78)$$

Средняя логарифмическая разность температур между воздухом и хладоносителем находится по формуле

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{\alpha_n \xi}{b} \Delta t_{\text{ср.л.п}}, \quad (7.79)$$

где k и ξ определяются по формулам (7.65)–(7.69) и (7.73), а α_n и в некоторых случаях ξ — по формулам, приведенным в п. 7.6 «Д».

Задавшись разностью температур хладоносителя $\Delta t_{\text{в}}$, находят начальную температуру хладоносителя по формулам:

а) для противоточных : перекрестно-противоточных воздухоохладителей

$$t_{B.H} = \frac{C_1 t_{c2} - \Delta z - t_{c1}}{C_1 - 1} \text{ град}, \quad (7.80)$$

где C_1 — число, логарифм которого равен:

$$p \frac{t_{11} - t_{12} - \Delta t_B}{2.3 \Delta t_{12,1}} \text{ град}; \quad (7.81)$$

б) для параллельноточных воздухоохладителей

$$t_{B.B} = \frac{C_2(t_{c2} - \Delta t_B) - t_{c1}}{C_2 - 1} \text{ град}, \quad (7.82)$$

где C_2 — число, логарифм которого равен:

$$P \frac{t_{c1} - t_{c2} + \Delta t_B}{2,3 \Delta t_{cp,л}}. \quad (7.83)$$

Для воздухоохладителей с непосредственным испарением хладагента температура испарения определяется по формуле

$$t_a = \frac{C_3 t_{cp} - t_{c1}}{C_3 - 1} \text{ град}, \quad (7.84)$$

где C_3 — число, логарифм которого равен:

$$\frac{t_{c1} - t_{c2}}{2,3 \Delta t_{cp.л}}. \quad (7.85)$$

В. РАСЧЕТ РЕБРИСТЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ПО МЕТОДУ Д-РА ТЕХН. НАУК Е. Е. КАРПИСА

Метод учитывает влияние на теплообмен начальных и конечных параметров воздуха и хладоносителя с помощью температурного критерия

$$\bar{T}_0 = \frac{t_{c1} - t_{m1}}{t_{c1} - t_{в.н}}, \quad (7.86)$$

входящего в состав формул, определяющих коэффициент теплопередачи (см. п. 7.6 Д), составленных по схеме

$$k = A (v\gamma)^m \omega^n \bar{T}_0^p \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град},$$

где $v\gamma$ — весовая скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя в $\text{кг/м}^2 \cdot \text{сек}$;
 ω — скорость воды в трубах в м/сек ;
 t_{m1} — температура воздуха по мокрому термометру (см. рис. 7.36) при входе в воздухоохладитель в град ;
 t_{c1} и $t_{в.н}$ — как для формул (7.62)–(7.65).

При перекрестно-противоточном движении воздуха и хладоносителя температура хладоносителя при выходе из воздухоохладителя определяется из условия

$$t_{в.к} \leq t_{p2} - 1 \text{ град}, \quad (7.87)$$

где t_{p2} — температура точки росы воздуха, выходящего из воздухоохладителя.

Определение температур, входящих в расчет, следует производить по схеме процесса, построенного на $I-d$ -диаграмме (рис. 7.36), поверхностей F по формулам (7.59) и (7.60).

Г. РАСЧЕТ РЕБРИСТЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ОРОШАЕМЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ (ПВО) ПО МЕТОДУ Д-РА ТЕХН. НАУК Е. Е. КАРПИСА

Поверхностные орошаемые воздухоохладители ПВО являются комбинацией из обычных ПВ и камер орошения, работающих на рециркуляционной воде.

Орошаемые воздухоохладители обеспечивают возможность охлаждения при одновременной осушке или увлажнении воздуха, а в комбинации с калориферами первого подогрева — нагрев и увлажнение воздуха, т. е. круглогодичное поддержание заданной влажности в помещениях.

НИИСантехники разработана серия ПВО (приложение III).

Воздухоохладители орошаются водой из форсунок с выходным отверстием диаметром 4–5 мм при давлении около $1,5 \text{ кг/см}^2$. Ребра орошаемых воздухоохладителей располагаются в вертикальной плоскости.

Таблица 7.10

Поправочные коэффициенты $\bar{\alpha}_H$, $\bar{k}_Я$, $\bar{k}$ для расчета орошаемых воздухоохладителей, работающих в режиме охлаждения и одновременного осушения воздуха, при скорости воды в трубах ω от 0,6 до 1 м/сек (соответствует первой и второй цифрам каждой строки)

Весовая скорость воздуха в $\text{кг/м}^2 \cdot \text{сек}$	Поправочный коэффициент	Четырехрядный воздухоохладитель					Восьмирядный воздухоохладитель				
		критерий $\bar{T}_0$					критерий $\bar{T}_0$				
		0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
3	$\bar{\alpha}_H$	1,68—1,6	1,79—1,69	1,89—1,79	1,99—1,88	2,07—1,96	1,2—1,22	1,23—1,25	1,26—1,27	1,28—1,29	1,3—1,32
	$\bar{k}_Я$	1,61—1,55	1,69—1,62	1,76—1,69	1,82—1,75	1,88—1,81	1,1	1,11	1,13	1,14	1,15
	$\bar{k}$	1,58—1,7	1,6—1,72	1,62—1,74	1,64—1,76	1,65—1,78	—	—	1,14—1,15	—	—
4	$\bar{\alpha}_H$	1,7—1,61	1,81—1,71	1,92—1,82	2,02—1,91	2,1—1,99	1,23—1,25	1,26—1,28	1,29—1,3	1,31—1,33	1,33—1,35
	$\bar{k}_Я$	1,59—1,53	1,67—1,6	1,74—1,67	1,8—1,72	1,86—1,78	1,12	1,14	1,15	1,16	1,17
	$\bar{k}$	1,55—1,67	1,57—1,69	1,59—1,71	1,61—1,74	1,63—1,75	—	—	1,16—1,17	—	—
5	$\bar{\alpha}_H$	1,72—1,63	1,84—1,74	1,94—1,84	2,04—1,93	2,13—2,01	1,26—1,28	1,29—1,31	1,31—1,33	1,34—1,35	1,36—1,38
	$\bar{k}_Я$	1,57—1,51	1,65—1,58	1,72—1,65	1,78—1,71	1,84—1,76	1,14	1,15	1,17	1,18	1,19
	$\bar{k}$	1,53—1,65	1,55—1,67	1,57—1,69	1,59—1,71	1,6—1,73	—	—	1,18—1,19	—	—
6	$\bar{\alpha}_H$	1,74—1,65	1,85—1,75	1,96—1,85	2,05—1,95	2,15—2,03	1,29—1,30	1,31—1,33	1,34—1,35	1,36—1,38	1,39—1,4
	$\bar{k}_Я$	1,56—1,5	1,63—1,57	1,7—1,63	1,76—1,69	1,82—1,75	1,15	1,17	1,18	1,19	1,21
	$\bar{k}$	1,51—1,63	1,54—1,65	1,55—1,67	1,57—1,69	1,59—1,71	—	—	1,19—1,2	—	—
7	$\bar{\alpha}_H$	1,76—1,66	1,87—1,77	1,98—1,87	2,08—1,96	2,17—2,05	1,3—1,32	1,33—1,35	1,36—1,37	1,3—1,4	1,41—1,42
	$\bar{k}_Я$	1,55—1,48	1,62—1,56	1,69—1,62	1,75—1,68	1,81—1,73	1,16	1,18	1,19	1,21	1,22
	$\bar{k}$	1,5—1,61	1,52—1,64	1,54—1,66	1,56—1,68	1,57—1,69	—	—	1,2—1,21	—	—

Примечание. С достаточной для практики точностью значения, лежащие в указанных пределах, можно определять линейной интерполяцией.

В табл. 7.10 приведены поправочные множители $\bar{\alpha}_H$, $\bar{k}_Я$ и $\bar{k}$, представляющие отношения коэффициентов тепловосприятия $\alpha_{H,op}$, явной теплопередачи $k_{Я,op}$ и полной теплопередачи k_{op} в орошаемых воздухоохладителях к соответствующим коэффициентам в аналогичных неорошаемых воздухоохладителях.

Поправочные множители относятся лишь к испытанным воздухоохладителям конструкции НИИСантехники, но при ориентировочных расчетах ими можно пользоваться и для других конструкций.

Д. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ, ТЕПЛОСПРИЯТИЯ, ТЕПЛООТДАЧИ И ДРУГИЕ РАСЧЕТНЫЕ ДАННЫЕ

Данные о коэффициентах полной теплопередачи и о коэффициентах тепловосприятия наружной поверхностью, полученные НИИСантехники на четырех типовых стальных воздухоохладителях центральных кондиционеров, имевших спирально навитое оребрение, при-

ведены в табл. 7.11 в виде формул (7.88) — (7.95) для неорошаемых воздухоохладителей и (7.96) — (7.99) — для орошаемых воздухоохладителей.

Коэффициенты тепловосприятия, приведенные в табл. 7.11, включают поправку на эффективность ребер и увеличение теплообмена за счет конденсации влаги, т. е. даны в виде произведения $\alpha_H k_\xi$, входящего в формулу (7.59) и $\alpha_H k_\xi$ — в формулу (7.60).

Вспомогательный график для расчета по этим и другим формулам приведен на рис. 7.37, а и б. Формулы могут быть применены (в первом приближении) к расчету воздухоохладителей с алюминиевыми трубками конструкции НИИСантехники, вводя поправочный коэффициент 1,3.

Коэффициенты явной теплопередачи $k_Я$ для воздухоохладителей можно принимать равными 80% соответствующих коэффициентов для воздушонагревателей аналогичной конструкции. Для ориентировочных расчетов можно принять также $k \approx \xi k_Я$, где ξ — коэффициент увеличения тепловосприятия за счет массообмена по формуле (7.73).

Таблица 7.11

Экспериментальные данные НИИСантехники о коэффициентах стальных воздухоохладителей

Воздухоохладитель	Режим работы воздухоохладителя	Коэффициент, номер формулы	4-рядный	Коэффициент, номер формулы	8-рядный
Неорошаемый	Охлаждение (явное)	$\alpha_H k_\xi$ (7.88) $k_Я$ (7.90)	$7,76 (v\gamma)^{0,49} \omega^{0,12}$ $8,36 (v\gamma)^{0,44} \omega^{0,18}$	$\alpha_H k_\xi$ (7.89) $k_Я$ (7.91)	$7,7 (v\gamma)^{0,65} \omega^{0,05}$ $8,4 (v\gamma)^{0,57} \omega^{0,13}$
	Охлаждение и осушение	$\alpha_H k_\xi \xi$ (7.92) k (7.94)	$8,97 (v\gamma)^{0,56} \omega^{0,15} \bar{T}_0^{-0,14}$ $\frac{8,82 (v\gamma)^{0,29} \omega^{0,22}}{\bar{T}_0^{0,6}}$	$\alpha_H k_\xi \xi$ (7.93) k (7.95)	$9,1 (v\gamma)^{0,61} \omega^{0,1} \bar{T}_0^{-0,24}$ $\frac{12,8 (v\gamma)^{0,35} \omega^{0,25}}{\bar{T}_0^{0,38}}$
Орошаемый	Охлаждение и осушение	$\alpha_H k_\xi \xi$ (7.96)	$22 (v\gamma)^{0,61} \omega^{0,042} \bar{T}_0^{-0,55}$	$\alpha_H k_\xi \xi$ (7.97)	$12 (v\gamma)^{0,7} \omega^{0,12} \bar{T}_0^{-0,39}$
		k (7.98)	$\frac{17,87 (v\gamma)^{0,23} \omega^{0,37}}{\bar{T}_0^{0,51}}$	k (7.99)	$\frac{13,8 (v\gamma)^{0,41} \omega^{0,27}}{\bar{T}_0^{0,38}}$

Формулы действительны при $0,38 < \omega < 1,15$ и $0,3 < \bar{T}_0 < 0,6$.

По данным А. А. Гоголина, коэффициент тепловосприятия (явного) наружной поверхностью пластинчатого воздухоохладителя:

при коридорном расположении труб

$$\alpha_H = 6,46 d_9^{0,305} d_H^{-0,6} (v\gamma)^{-0,705} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}; \quad (7.100)$$

при шахматном расположении труб

$$\alpha_H = 4,16 d_9^{0,095} d_H^{-0,5} (v\gamma)^{0,595} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}. \quad (7.101)$$

Коэффициент тепловосприятия (явного) наружной поверхностью гладкотрубного воздухоохладителя равен: при коридорном расположении труб

$$\alpha_H = 1,3 k_z d_H^{-0,35} (v\gamma)^{0,65} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}; \quad (7.102)$$

при шахматном расположении труб

$$\alpha_H = 1,48 k_z d_H^{-0,4} (v\gamma)^{0,5} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (7.103)$$

где

$$d_9 = \frac{2(s_1 - d_H)(s_p - \delta)}{(s_1 - d_H) + (s_p - \delta)} \text{ м}, \quad (7.104)$$

d_H — наружный диаметр труб в м;

s_1 — шаг труб в плоскости, перпендикулярной направлению движения воздуха, в м;

s_p — шаг ребер в м;

δ — толщина ребер в м;

$v\gamma$ — весовая скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя в кг/м² · сек;

k_z — коэффициент, учитывающий число рядов труб на пути движения воздуха, по табл. 7.12.

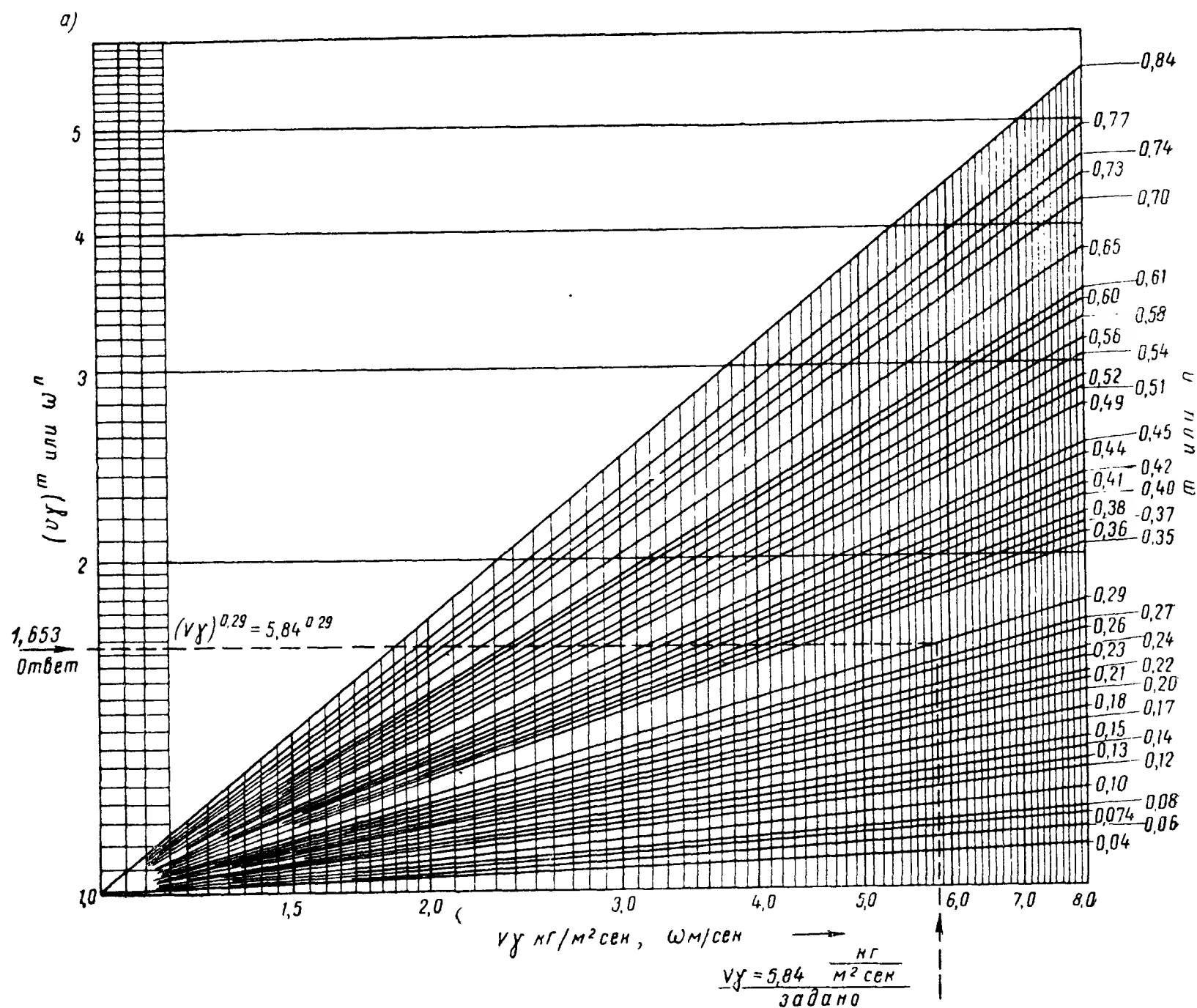
Рис. 7.37. Вспомогательный график для расчета коэффициентов α_n , k_a , k в ккал/м²·ч·град

Таблица 7.12

Поправочный коэффициент k_z , учитывающий число рядов труб на пути движения воздуха

Расположение труб	Величины коэффициента k_z при числе рядов труб												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13 и более
Коридорное	0,6	0,68	0,79	0,81	0,84	0,86	0,89	0,92	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98
Шахматное	0,6	0,7	0,8	0,84	0,88	0,90	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,98	0,98

Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности труб к хладоносителю воде или рассолу, по данным М. А. Михеева:

$$\alpha_{вн} = B\psi \frac{\omega^{0.8}}{d_{вн}^{0.2}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (7.105)$$

где $B = 1230 + 19t_{вн}$ — для воды; (7.106)

B — для растворов хлористого натрия и хлористого кальция (табл. 7.13);

ω — скорость движения хладоносителя в трубках в м/сек;

$t_{вн}$ — средняя температура холодной воды в град;

ψ — коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса $Re = \frac{\omega d_{вн}}{\vartheta}$, где ϑ — кинематическая вязкость жидкости в м²/сек.

при $Re=2500$	$\psi=0,4$	при $Re=5000$	$\psi=0,9$
" $Re=3000$	$\psi=0,6$	" $Re=6000$	$\psi=0,95$
" $Re=3500$	$\psi=0,73$	" $Re=7000$ и более	$\psi=1$
" $Re=4000$	$\psi=0,8$		

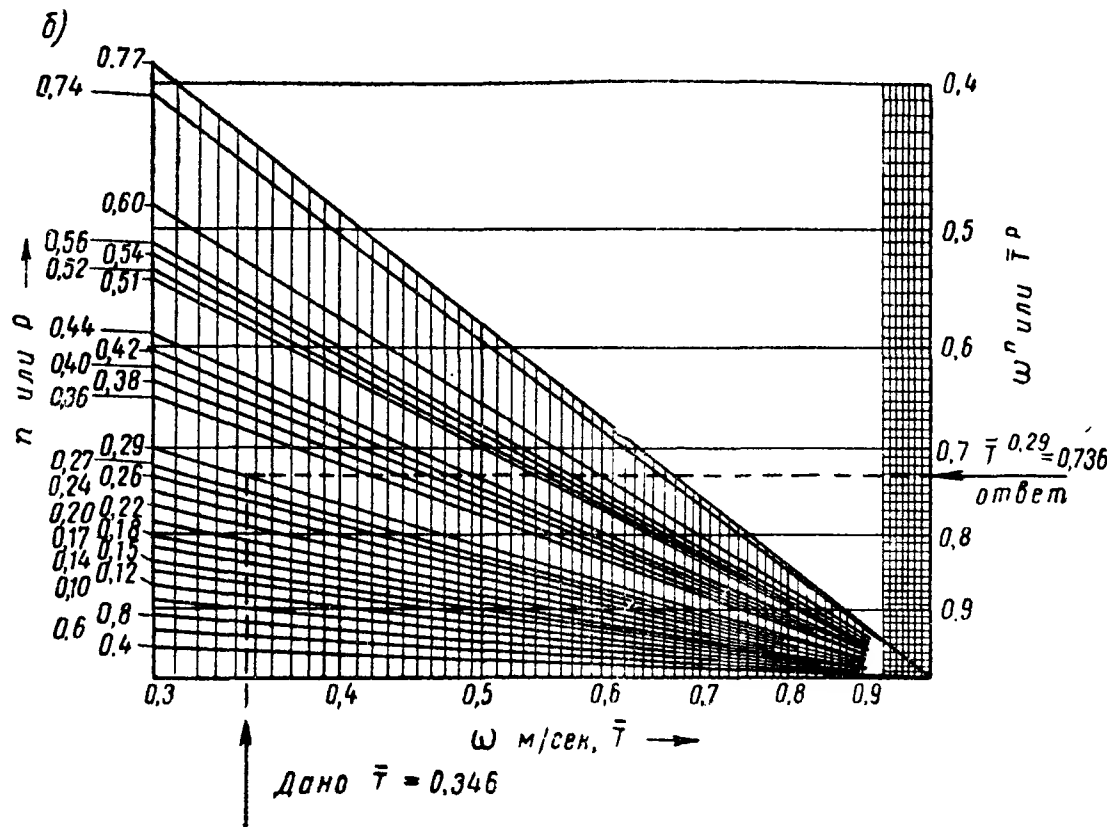


Таблица 7.13

Величины коэффициента B
для растворов хлористого натрия и хлористого кальция

Удельный вес растворов $\gamma_{\text{ж}}$ при 15° С в кг/м³	Величина коэффициента B при температуре растворов в град		
	0	—5	—10
Раствор NaCl			
1060	1210	1100	—
1120	1123	1029	920
1175	1030	915	824
Раствор CaCl₂			
1130	1063	—	857
1200	913	—	754
1250	804	—	655

Коэффициент тепловосприятости для фреонов 12; 22 и 142 при кипении в горизонтальной трубе, по данным С. Н. Богданова, зависит от следующих величин и выражен формулами (7.107)—(7.117), приведенными в табл. 7.14.

$d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубы в м;

q — удельная нагрузка на внутреннюю поверхность трубы в ккал/м² · ч;

ω' — скорость течения жидкого фреона в трубе в м/сек;

G — количество фреона, пропускаемого через трубу, в кг/ч;

t_0 — температура кипения хладагентов в град.

Для аммиака при температурах кипения от —40 до 0° С, по данным Л. М. Розенфельда и А. Г. Ткачева, коэффициент тепловосприятости определяется по эмпирической формуле при тех же обозначениях:

$$\alpha_{\text{вн}} = 4,2(1 + 0,007t_0) q^{0,7} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}. \quad (7.118)$$

При скорости воздуха в живом сечении оребренных фреоновых воздухоохладителей от 3 до 8 м/сек и коэффициентах оребрения 10—15 коэффициенты тепловосприятости α_n колеблются от 15 до 30 ккал/м² · ч · град.

В воздухоохладителях из гладких труб скорость воздуха принимается 6—12 м/сек, а коэффициенты теплопередачи колеблются от 30 до 80 ккал/м² · град. Шаг труб равен двум диаметрам.

В воздухоохладителях, работающих на фреоне 12, рекомендуется отводить пар снизу; это способствует возврату масла в холодильную машину.

В табл. 7.15 даны значения максимально допустимой тепловой нагрузки q ккал/ч на трубу воздухоохладителя с отдельным снабжением ее жидким фреоном — так называемую «проводку фреона», которую в зависимости от температуры кипения и разности между температурой кипения и средней температурой воздуха следует умножить на поправочный множитель, приведенный в табл. 7.16. Наличие изгибов труб (калачей) учитывается по эквивалентной длине, которая определяется по табл. 7.17.

В случае, если тепловая нагрузка превышает максимальную величину, допустимую для одной проводки фреона, воздухоохладитель разбивается на ряд равных параллельных проводок, в которые фреон раздается через распределитель.

Для определения количества хладагентов и хладоносителей (расолов), которые следует вводить в воздухоохладители, и расчета скорости течения их в трубах в табл. 7.21 приведены необходимые данные.

Технический хлористый кальций агрессивно действует на стальные трубы; химически чистый значительно менее агрессивен.

Корродирующее действие растворов этих солей снижается путем поддержания pH на уровне 7—8,5, для чего применяется свежегашеная известь в кислых растворах и углекислый газ в сильнощелочных.

Е. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ПРОХОДУ ВОЗДУХА И ХЛАДОНОСИТЕЛЯ

Стальные навитые ребристые воздухоохладители в настоящее время выпускаются с гофрами в месте примыкания ребер к трубам, что значительно повышает сопротивление проходу воздуха, которое следует определять по формуле

$$h_c = 0,112m(\omega\gamma)^{1,33} \text{ кг/м}^2. \quad (7.119)$$

Сопротивление проходу воздуха в кг/м² через алюминиевые воздухоохладители с ребрами, не имеющими гофра, определяется по формуле

$$h_c = 0,0623m(\omega\gamma)^{1,7}, \quad (7.120)$$

где z — число рядов труб, стоящих последовательно по ходу воздуха, в пределах от 3 до 12;

$\omega\gamma$ — весовая скорость в живом сечении воздухоохладителя в пределах от 4 до 20 кг/м² · сек;

m — коэффициент, равный 1 для сухих воздухоохладителей при отсутствии конденсации влаги; равный 2 при искусственном орошении поверхности; 1,5 — при конденсации влаги.

При $m=1$ сопротивление воздухоохладителей можно определять по графику на рис. 7.38.

Сопротивление воздухоохладителей проходу воды определяется по формуле Л. Ф. Краснощекова

$$H = 64,5n \frac{m^{0,8} G^{1,85}}{d_d^4} \text{ кг/м}^2, \quad (7.121)$$

Таблица 7.14

Формулы, определяющие коэффициент тепловосприятия фреонов при кипении в горизонтальной трубе

Марка фреона	В области „неразвитого“ кипения фреонов					В области „развитого“ кипения фреонов при произведе- дении $q\omega' > 800$ и скорости $\omega' > 0,2$ м/сек				
	удельная нагрузка q ккал/м ² ·ч не более	$\alpha_{\text{вн}}$ в ккал/м ² ·ч·град коэффициент тепло- восприятия при $\omega' < 0,1$ м/сек	№ формулы	$\alpha_{\text{вн}}$ в ккал/м ² ·ч·град коэффициент тепло- восприятия при $\omega' = 0,3 \div 0,5$ м/сек	№ формулы	$\alpha_{\text{вн}}$ в ккал/м ² ·ч·град коэффициент тепло- восприятия при тем- пературе кипения +10° С	№ фор- мулы	$\alpha_{\text{вн}}$ в ккал/м ² ·ч·град коэффициент тепло- восприятия при тем- пературе кипения —10° С	№ фор- мулы	
Ф-12	2000	$130 q^{0,2}$	(7.107)	—	—	$0,0042 \frac{q^{0,6} G^{0,2}}{d_{\text{вн}}^{1,5}}$	(7.108)	$0,0036 \frac{q^{0,6} G^{0,2}}{d_{\text{вн}}^{1,5}}$	(7.109)	
Ф-22	1500	$170 q^{0,2}$	(7.110)	$600 q^{0,12}$	(7.111)	$0,0055 \frac{q^{0,6} G^{0,2}}{d_{\text{вн}}^{1,5}}$	(7.112)	$0,0047 \frac{q^{0,6} G^{0,2}}{d_{\text{вн}}^{1,5}}$	(7.113)	
Ф-142	3000	$100 q^{0,2}$	(7.114)	$600 q^{0,12}$	(7.115)	$0,00345 \frac{q^{0,6} G^{0,2}}{d_{\text{вн}}^{1,5}}$	(7.116)	$0,003 \frac{q^{0,6} G^{0,2}}{d_{\text{вн}}^{1,5}}$	(7.117)	

Таблица 7.15

Максимальная тепловая нагрузка в ккал/ч на одну трубную проводку фреона 12

Эквива- лентная длина в м	Нагрузка при диаметре труб ($d_{\text{нар}} \times \delta_{\text{стенки}}$) в мм						
	10×1	12×1	15×1	18×1,5	24×1,5	26×1,5	28×1,5
10	312	—	—	—	—	—	—
15	256	515	990	1430	—	—	—
20	220	470	925	1340	2530	—	—
25	196	420	871	1250	2410	3750	—
30	182	387	800	1150	2290	3570	3570
35	167	357	736	1065	2170	3390	3390
40	156	334	685	996	2040	3210	3290
45	146	313	644	937	1915	2990	3190
50	138	295	614	894	1825	2838	3080
60	129	263	554	808	1655	2570	2870
70	120	248	518	716	1545	2395	2670
80	111	233	484	700	1435	2220	2475
90	105	220	456	663	1360	2100	2335
100	99	207	430	622	1285	1985	2194
120	91	189	393	566	1182	1827	2006
140	84	174	364	524	1095	1693	1856
160	79	163	333	486	1008	1558	1739
180	74	154	317	458	944	1487	1640
200	71	144	299	434	914	1416	1566

Таблица 7.16

Поправочный множитель, учитывающий температуру кипения и разность между температурой кипения и средней температурой воздуха

Разность между температурой кипения и средней температурой воздуха в град	Множитель при температуре кипения хладагента в град			
	-10	-5	0	+5
—	1,23	1,47	1,7	2
—	1,46	1,72	2,01	2,25
—	1,69	1,98	2,3	2,55
—	1,9	2,28	2,64	2,93
—	2,1	2,51	2,92	3,33
—	2,28	2,72	3,22	3,65

Таблица 7.17

Эквивалентные длины l в м сдвоенного изгиба трубы (калacha) диаметром $d_{\text{н}}$ в мм

$d_{\text{н}}$	10×1	12×1	15×1	18×1,5	24×1,5	26×1,5	28×1,5
l	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,8	0,8

где n — количество элементов калориферной или воздухоохладительной секции, имеющей собственные присоединительные штуцера, и соединенные последовательно по холодоносителю;

G — расход хладоносителя в м³/ч;

$d_{\text{д}}$ — внутренний диаметр меньшего из присоединительных патрубков элемента в дюймах;

m_x — число ходов хладоносителя в элементе.

Расчет может быть упрощен с помощью графика на рис. 7.39.

При пропуске рассолов в формулу (7.121) следует вводить поправку, соответствующую отношению удельных весов рассола и воды.

Располагаемое давление должно на 10—15% превышать расчетные потери.

Ж. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Пример 7.4. Требуется охладить 15 000 кг/ч воздуха с параметрами $t_{\text{с1}}=30^\circ\text{C}$; $\Phi_1=50\%$; $I_1=15,5$ ккал/кг; $d_1=13,6$ г/кг; $t_{\text{р1}}=18,5^\circ\text{C}$; $t_{\text{м1}}=21,9^\circ\text{C}$ (рис. 7.36) до состояния: $t_{\text{с2}}=15^\circ$; $\Phi_2=95\%$; $I_2=9,8$ ккал/кг; $d_2=10,3$ г/кг; $t_{\text{р2}}=14,2^\circ$; $t_{\text{м2}}=14,5^\circ$.

Хладоноситель — вода.

Решение. Рассчитываем по методу Е. Е. Карписа. Принимаем к установке секции стальных воздухоохладителей Домодедовского завода номинальной производительностью 20 000 м³/ч Кд 2004Т-01г и Кд 2004Т-02г (см. приложение III). Расчет определяется количеством и видом секций.

Секции воздухоохладителя имеют стальные трубы и стальное навитое оребрение; коэффициент оребрения, отнесенный к внутренней поверхности, по таблицам в приложении III $k_{\text{ор}}=12,6$.

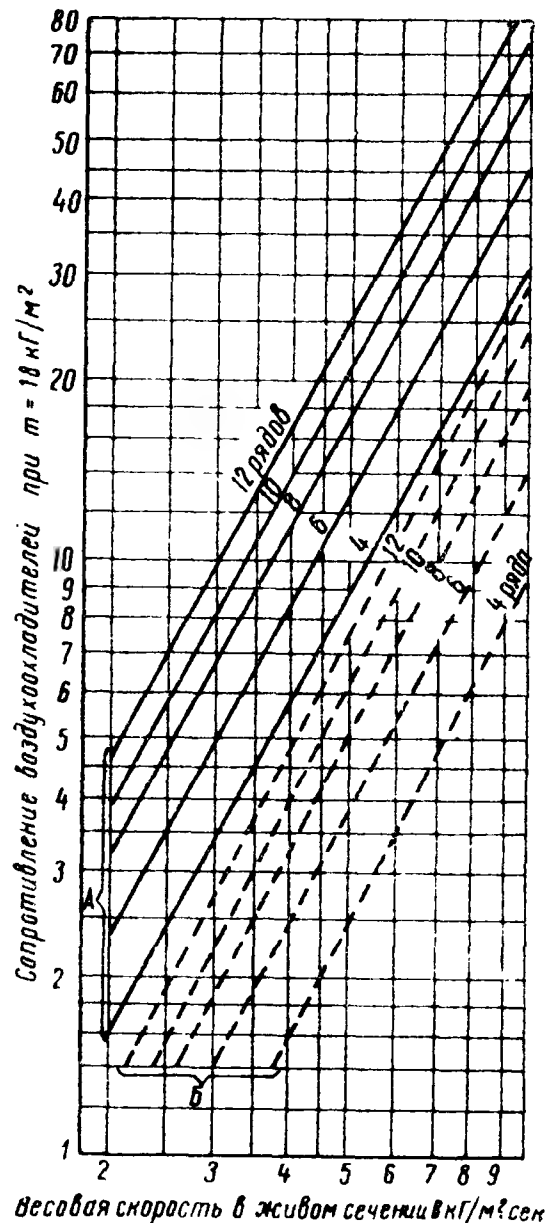


Рис. 7.38. График для определения величины сопротивления прохождению воздуха воздухоохладителей НИИ Сантехники при отсутствии конденсации влаги

А — воздухоохладители с ребрами, имеющими гофр; Б — воздухоохладители с ребрами без гофра

Тепловая нагрузка на воздухоохладитель равна: 15 000 (15,5 — 9,8) = 85 500 ккал/ч.

Воздухоохладитель предполагается составить из трехрядных и четырехрядных секций, имеющих одинаковое живое сечение для прохода воздуха 0,88 м² и воды 0,00762 м². По воздуху и по воде секции соединяются последовательно.

Весовая скорость воздуха в секции

$$\frac{15\,000}{3600 \cdot 0,88} = 4,73 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Разность температур воды до и после воздухоохладителя принимаем равной 3°, следовательно, расход воды равен:

$$\frac{85\,500}{3 \cdot 1000} = 28,3 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Скорость движения воды в трубах равна:

$$\frac{28,3}{0,00762 \cdot 3600} = 1,03 \text{ м/сек.}$$

На i - d -диаграмме (рис. 7.36) при пересечении продолжения прямой 1—2, проходящей через заданные начальные (точка 1) и конечные (точка 2) параметры воздуха, с кривой $\Phi=100\%$, находим точку 3, которая характеризует температуру $t_{c3}=14^\circ\text{C}$ и температуру точки росы приотопленного воздуха $t_{p2}=14,2^\circ\text{C}$.

Проектируем перекрестно противоточное движение воздуха и воды. По формуле (7.87) назначаем температуру воды на выходе из воздухоохладителя на $1,2^\circ$ ниже t_{p2} :

$$t_{в.к} = 14,2 - 1,2 = 13^\circ\text{C.}$$

Температура воды при входе в воздухоохладитель равна:

$$t_{в.н} = 13 - 3 = 10^\circ\text{C.}$$

Температурный критерий по формуле (7.86) при заданных условиях:

$$\bar{T}_0 = \frac{30 - 21,9}{30 - 10} = 0,405.$$

Коэффициент полной теплопередачи при числе рядов 8, по формуле (7.95) в табл. 7.11 равен:

$$k = 12,8 \cdot 4,37^{0,35} \cdot 1,03^{0,25} \cdot 0,405 - 0,38 = 31,4 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Вычисление произведено с помощью графика на рис. 7.37.

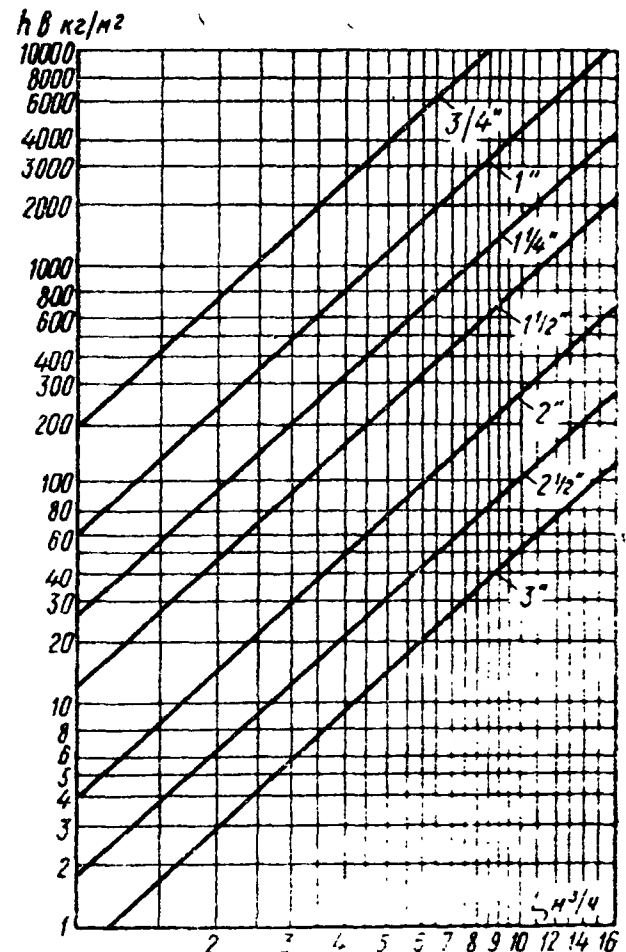


Рис. 7.39. График для определения гидравлических потерь одноходового элемента воздухоохладительных секций

Полное сопротивление секции $H = hkn$ кг/м², где h — потери в одноходовом элементе по графику; k — поправочный множитель, учитывающий число ходов

n	1	3	4	5	6	7	8
k	1	1,5	2,0	2,7	3,4	4,1	4,7

n в элементе: n — количество элементов, имеющих собственные присоединительные штуцера и соединенные последовательно по холодоносителю

Определяем по формуле (7.61) среднюю логарифмическую разность температур при перекрестном движении воздуха и воды, имея в виду, что величины, характеризующие кривые на рис. 7.34, равны: $R_r = \frac{10-13}{15-30} = 0,2$, $M_r = \frac{15-30}{10-30} = 0,75$ и $P = 0,92$:

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = 0,92 \frac{30 - 13 - (15 - 10)}{2,303 \lg \frac{17}{5}} = 9^\circ.$$

Потребная поверхность воздухоохладителя (7.59):

$$F = \frac{85\,500}{31,4 \cdot 9} = 302,5 \text{ м}^2.$$

Принимаем к установке две трехрядные и одну четырехрядную секции стальных воздухоохладителей общей поверхностью $2 \cdot 100,9 + 134,5 = 336,3 \text{ м}^2$, запас 11,2%.

Если по магистралям центрального холодоснабжения подается вода более низкой температуры, например $t_{\text{в.н}} = 5^\circ$, то при том же расходе воды и величине $t_{\text{в.к}} = 8^\circ$ поверхность воздухоохладителя может быть уменьшена, так как при прочих равных условиях средняя логарифмическая разность температур с поправкой по графику на рис. 7.34 при

$$R_r = \frac{5-8}{15-30} = 0,2; M_r = \frac{15-30}{5-30} = 0,6 \text{ и } P_r = 0,97$$

будет равна:

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = 0,97 \frac{30 - 8 - (15 - 5)}{2,303 \lg \frac{22}{10}} = 14,7^\circ,$$

а температурный критерий по формуле (7.86):

$$\bar{T}_0 = \frac{30 - 21,6}{30 - 5} = 0,336.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = 12,8 \cdot 4,73^{0,35} \cdot 1,03^{0,25} \cdot 0,336^{-0,38} = 33,6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Потребная поверхность воздухоохладителя

$$F = \frac{85\,500}{33,6 \cdot 14,7} = 173,1 \text{ м}^2.$$

К установке принимаем две трехрядные секции общей поверхностью

$$2 \cdot 100,9 = 201,8 \text{ м}^2, \text{ запас } 16,6\%.$$

Поверхность воздухоохладителя по этому варианту равна 60% поверхности в первом варианте. Сокращение почти пропорционально отношению логарифмических разностей температур. При наличии хладоносителя необходимых параметров это несомненно целесообразно, так как помимо экономии на первоначальных затратах установка будет иметь меньшее сопротивление.

Пример 7.5. Требуется охладить 15 000 кг/ч воздуха при условиях, аналогичных примеру 7.4. Расчет производится по методу А. А. Гоголина.

Принимаем к установке секции воздухоохладителя Домодовского завода номинальной производительностью 20 000 м³/ч.

Тепловая нагрузка по предыдущему — 85 500 ккал/ч. Скорости движения воды и воздуха те же, что и в примере 7.4.

По формуле (7.73) определяем коэффициент увеличения теплообмена

$$\xi = \frac{15,5 - 9,8}{0,24(30 - 15)} = 1,564.$$

По формуле (7.89) в табл. 7.13 находим произведение коэффициента явного тепловосприятия на коэффициент эффективности ребер:

$$\alpha_n k_z = 7,7 \cdot 4,73^{0,65} \cdot 1,03^{0,05} = 21,2 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

По формуле (7.76) находим среднюю логарифмическую разность температур воздуха при предельно высокой температуре поверхности, имея в виду, что согласно схеме на рис. 7.36, описанной в примере 7.4, температура $t_2 = 14^\circ \text{C}$:

$$\Delta t_{\text{ср.л.п}} = \frac{30 - 15}{2,3 \lg \left(\frac{30 - 14}{15 - 14} \right)} = 5,41^\circ \text{C},$$

По формуле (7.105) определяем коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности труб к воде:

$$\alpha_{\text{вн}} = (1230 - 19 \cdot 13) \frac{1,03^{0,8}}{0,018^{0,2}} = 8514 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град},$$

имея в виду, что вода проходит через последовательно соединенные секции воздухоохладителей со скоростью 1,03 м/сек при внутреннем диаметре труб 0,018 м.

Для определения коэффициента эффективности ребра известна его высота $h = 0,01 \text{ м}$, теплопроводность стали $\lambda = 40 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, толщина ребра $\delta = 0,0004 \text{ м}$ и величина $\alpha_n k_z = 21,2 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, поэтому величину $k_{\text{э.р}}$ определяем методом последовательных приближений с помощью формулы (7.71):

$$h \sqrt{B'} = 0,01 \sqrt{\frac{2 \cdot 21,2 \cdot 1,564}{0,0004 \cdot 40 \cdot 0,865}} = 0,69$$

и графика на рис. 7.35. Находим $k_{\text{э.р}} = 0,865$, что лежит в рекомендуемых пределах.

Находим коэффициент полного наружного тепловосприятия

$$\alpha_n \xi = \frac{21,2 \cdot 1,564}{0,865} = 38,3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$$

и коэффициент полной теплопередачи

$$k = \frac{21,2 \cdot 8514 \cdot 1,564}{21,2 \cdot 1,564 \cdot 12,6 + 8514} = 31,6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Средняя логарифмическая разность температур между воздухом и хладоносителем по формуле (7.79) равна:

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{38,3}{31,6} 5,41 = 6,56^\circ.$$

Задавшись разностью температур хладоносителя $\Delta t_{\text{в}} = 3^\circ$, по формуле (7.80) находим число $C_1 = 4,53$, логарифм которого равен:

$$\frac{30 - 15 - 3}{2,3 \cdot 6,56} P = 0,656,$$

причем P определяется с помощью графика на рис. 7.34 путем последовательного приближения; в данном случае $P = 0,83$.

Тогда по формуле (7.80)

$$t_{\text{в.н}} = \frac{4,53 \cdot 15 + 3 - 30}{4,53 - 1} = 11,6^\circ \text{C}.$$

Конечная температура воды

$$t_{\text{в.к}} = 11,6 + 3 = 14,6^\circ \text{C}.$$

Потребная поверхность воздухоохладителя

$$\frac{85\,500}{38,3 \cdot 5,41} = \frac{85\,500}{31,6 \cdot 6,56} = 412,5 \text{ м}^2.$$

Поверхность воздухоохладителя увеличилась по сравнению с полученной в первом варианте примера 7.4 в $412,5 : 302,5 = 1,36$ раза вследствие увеличения средней температуры охлаждающей воды с 11,5 до 13,1°.

Расчет показывает, что, изменяя температуру хладоносителя, можно в некоторых пределах изменить поверхность воздухоохладителя в желаемом направлении.

7.7. УВЛАЖНЕНИЕ И ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА

А. СИСТЕМЫ МЕСТНОГО ДОУВЛАЖНЕНИЯ

Непосредственное введение влаги в воздух помещения путем тонкого распыливания воды называется местным доувлажнением.

Схема процесса изменения состояния паровоздушной смеси при полном испарении воды характеризуется на $I-d$ -диаграмме лучом тепловлажностного отношения:

$$\Sigma = 1000 \frac{I_1 - I_2}{d_1 - d_2} = t_B, \quad (7.122)$$

где I_1, I_2 — начальное и конечное теплосодержание увлажняемого воздуха в ккал/кг;
 d_1, d_2 — начальное и конечное влагосодержание увлажняемого воздуха в г/кг;
 t_B — температура распыляемой воды в град., численно равная ее теплосодержанию, в ккал/кг.

Системы местного доувлажнения обычно снабжаются водопроводной водой с температурой 20—30°С, и ввиду ничтожно малого угла отклонения луча тепловлажностного отношения от адиабаты практически считается, что процесс доувлажнения идет по линии $\Sigma = t_B \approx 0$, т. е. адиабатически при $I_1 = I_2 = \text{const}$. Для доувлажнения должна употребляться вода питьевого качества.

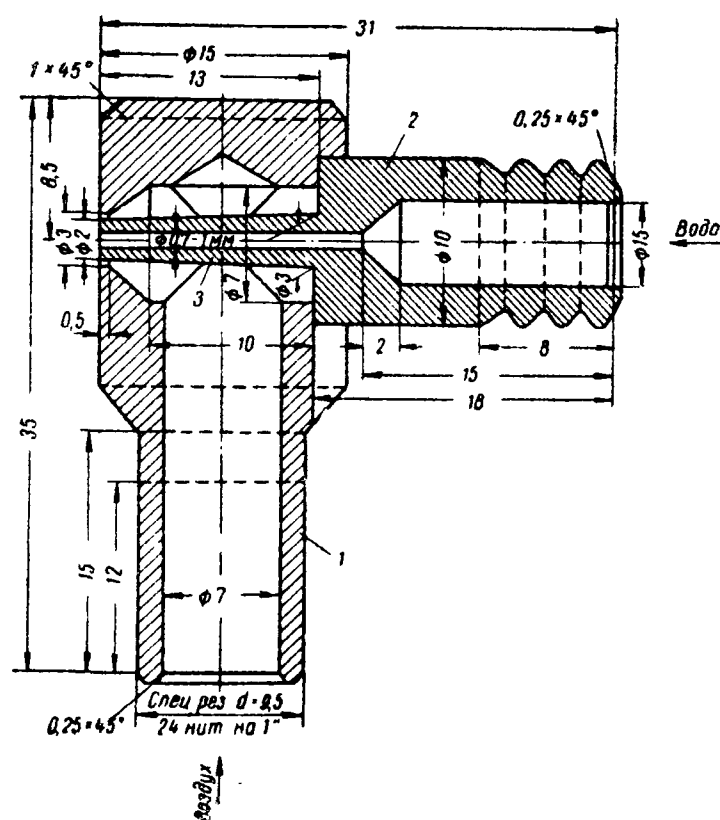


Рис. 7.40. Форсунка РИД

1 — вертикальный цилиндр; 2 — горизонтальный цилиндр; 3 — ниппель на цилиндре 2

Следует предусматривать подогревание воды на 3—5° выше температуры точки росы воздуха в помещении, т. е. в большинстве случаев до 25—30°С. Если подогревание распыляемой воды не предусматривается, то трубопроводы с холодной водой необходимо изолировать.

Форсунки доувлажнения следует устанавливать над основными проходами цеха и так, чтобы водяные факелы были направлены вдоль проходов между машинами. Свободное пространство до препятствий (стен, колонн, машин), на которые может осаждаться взвешенная влага из факела, должно быть на 0,7—1,2 м больше длины видимого водяного факела. Форсунки доувлажнения, как правило, следует располагать на

высоте не ниже 3 м над полом или 1,25 м над оборудованием и на расстоянии не менее 0,7 м от потолка.

В узлах управления форсунками устанавливаются фильтры, а от узлов и до форсунок следует монтировать систему из оцинкованных труб. Трубопроводы, на которых устанавливаются форсунки, прокладываются, как правило, горизонтально и выполняются из труб $d_y = 25$ мм.

В системе доувлажнения РИД применяются форсунки А. Н. Рябчикова и А. М. Дурнова (рис. 7.40). Вес форсунки 30 г; индивидуальной регулировки форсунка не имеет.

Подача воды к форсункам (рис. 7.41) осуществляется по магистрали через герметичный питательный бачок емкостью 25—30 л, устанавливаемый ниже уровня факела. На крышке бачка установлены: манометр, электромагнитный клапан и клапан истока. Нижняя часть бачка соединяется с водяной магистралью форсунок через фильтр. Давление сжатого воздуха для нормальной работы форсунок 1 кг/см².

При повышении влажности влагорегулятор замыкает электрическую цепь и клапан открывает выход воздуха в атмосферу; давление в бачке падает и производительность системы доувлажнения уменьшается. При прекращении подачи сжатого воздуха вода не поступает к форсункам.

Эксплуатация системы затрудняется необходимостью наблюдения за работой и производством ремонта шарового клапана, находящегося в герметическом бачке. По данным Я. Я. Ипполитова, производительность форсунки РИД равна 3 л/ч при расходе воздуха 4,3 м³/ч и при давлении 1 кг/см² перед форсункой.

Форсунки системы ЦНИИХБИ приведены на рис. 7.42.

Форсунка дает два туманообразных факела длиной 2,5—3 м. Производительность форсунки 5 л/ч при расходе сжатого воздуха 4 м³/ч. Давление воды перед форсункой 0,1—0,2 кг/см² и сжатого воздуха — 1,1 кг/см².

В один узел управления должны входить не более 40 форсунок на трубопроводе длиной не более 50 м.

Схема регулирования доувлажнительной системы с форсунками ЦНИИХБИ приведена на рис. 7.43.

При повышении влажности воздуха в помещении влагорегулятор 1Г через электропневматическое реле 1РЛ открывает выход сжатого воздуха в атмосферу. Давление сжатого воздуха на мембраны клапанов 1З и 2З падает, и клапан 1З закрывает доступ воды к форсункам, а вслед за ним через несколько секунд клапан 2З закрывает подачу к ним сжатого воздуха. При понижении влажности в помещении клапан 2З на сжатом воздухе открывается раньше, чем клапан 1З на воде, что предупреждает капание воды из форсунок.

В узел регулирования входят редукторы давления воды 1Р и воздуха 2Р, игольчатый дроссель 1Д для предварительного регулирования давления сжатого воздуха, манометры и клапаны ручного регулирования.

Б. УВЛАЖНЕНИЕ ВОЗДУХА ПАРОМ

Увлажнение воздуха паром находит весьма ограниченное применение (например, в камерах увлажнения и фиксации на вискозных фабриках), что объясняется неприятным запахом пара, получаемого из котельных, а также нежелательным повышением теплосодержания и температуры паровоздушной смеси в летнее время.

Пар, приготовляемый в специальных испарителях (как правило, электрических), применяется для увлаж-

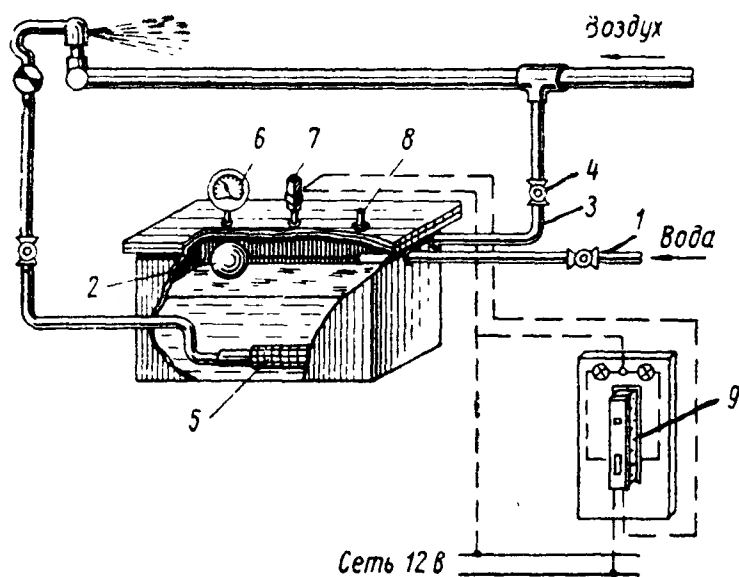


Рис. 7.41. Система доувлажнения с герметичным питательным бачком

1 — магистраль; 2 — бак; 3 — труба; 4 — вентиль или клапан; 5 — фильтр; 6 — манометр; 7 — электромагнитный клапан; 8 — клапан истока; 9 — влагорегулятор

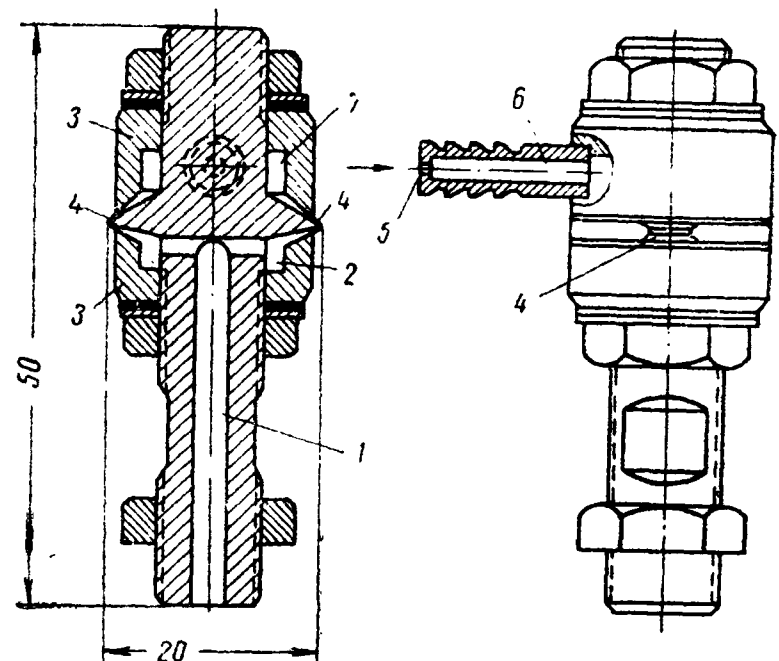


Рис. 7.42. Пневматическая форсунка ЦНИИХБИ

1 — канал для сжатого воздуха; 2 — полость; 3 — колпачок; 4 — щели; 5 — отверстие в штуцере; 6 — штуцер для воды; 7 — полость в колпачке 3

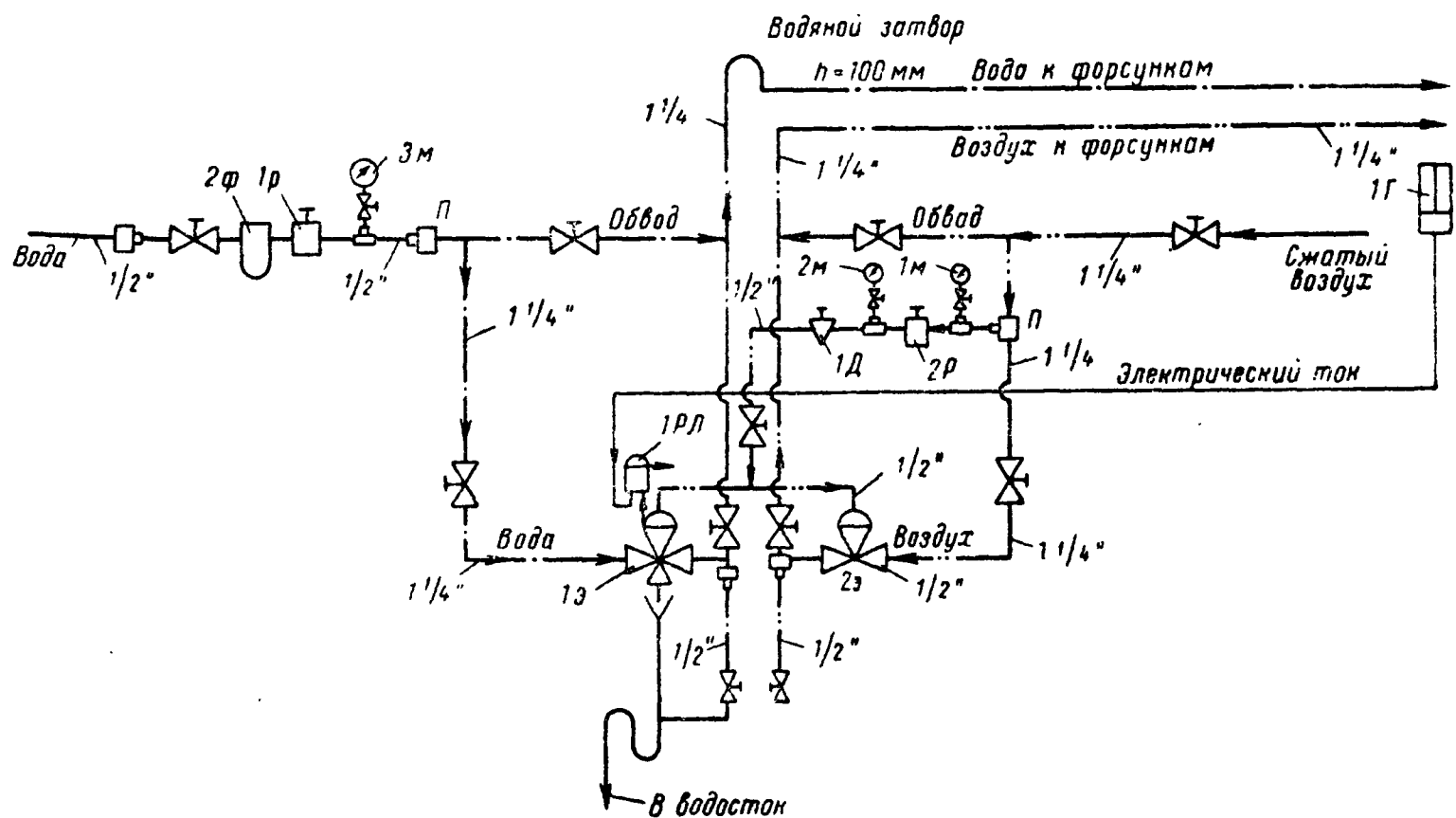


Рис. 7.43. Схема автоматического регулирования системы доувлажнения с форсунками ЦНИИХБИ

Позиция	Наименование	Тип	Техническая характеристика	Присоединительные резьбы
1Г	Регулятор влажности с приборной доской	Г-2	12В	—
1РЛ	Электропневматическое реле	ЭПР-3	12В	—
1Э	Электропневматический мембранный клапан, исполнение ВО	ЭКНЗ	До 1,1 кг/см ²	Вода 32 мм Воздух 15 мм
2Э	Клапан пневматический мембранный, исполнение ВО	КМ-220	„ 1,1 „	То же, 32 мм 15 „
2Ф	Фильтр для воды	Ф-1	$d_y=13$ мм	15 „
1Р 2Р	Редуктор давления	РВД-1	—	15 „
1Д		Д-1	—	15 „
1М	Манометр	МТ-60	до 10 кг/см ²	1М14×1,5
2М 3М	Манометр	МТ-60	„ 4 „	1М14×1,5

П — переходы с одного диаметра на другой.

нения воздуха в некоторых местных кондиционерах, снабженных поверхностными воздухоохладителями.

Схема процесса изменения состояния паровоздушной смеси на $I-d$ -диаграмме характеризуется лучом тепловлажностного отношения

$$\Sigma = 1000 \frac{I_1 - I_2}{d_1 - d_2} = i_p, \quad (7.123)$$

где i_p — теплосодержание вводимого пара в ккал/кг; I_1, I_2, d_1 и d_2 — см. формулу (7.122).

Пренебрегая небольшим повышением температуры воздуха при увлажнении паром, обычно считают, что процесс увлажнения идет изотермически.

По способу проф. В. М. Чаплина пар выпускается через воронки с центральным углом не более 90°, заполненные стеклянными шариками или галькой. Для спокойного выхода пара рекомендуется принимать выходную площадь воронки не менее 0,01 м² на 1 кг/ч выпускаемого пара.

В. КОСВЕННОЕ И КОМБИНИРОВАННОЕ ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА

Косвенным испарительным охлаждением называют охлаждение воздуха в поверхностных теплообменниках водой, охлажденной при испарении в воздух с атмосферным давлением. Косвенное испарительное охлаждение обычно применяют в комбинации с прямым испарительным охлаждением, как правило, по схеме, представленной на рис. 7.44.

Наружный воздух проходит поверхностный возду-

хоохладитель А (см. рис. 7.44, а) и охлаждается в нем от параметров, характеризуемых точкой 1 (см. рис. 7.44, б), до состояния, соответствующего точке 2. Затем воздух увлажняется циркуляционной водой, распыляемой в камере орошения В за счет работы насоса Н-1, и охлаждается по адиабате I_2 до состояния 3, близкого к полному насыщению.

Проходя через вентилятор В-1 и воздуховоды, воздух нагревается и выпускается в помещение с параметрами, соответствующими параметрам точки 4, а после ассимиляции тепла и влаги, выделяющихся в помещении, принимает параметры точки 5.

Охлаждение воды для теплообменника А производится за счет испарения в градирне Г (или в камере орошения), через которую вентилятор В-2 просасывает наружный воздух с параметрами точки 1; воздух увлажняется, температура его понижается, а теплосодержание повышается за счет охлаждения орошающей воды. Для построения схемы этого процесса на $I-d$ -диаграмме находится температура наружного воздуха по мокрому термометру $t_{м1}$ (точка б) и устанавливается высота зоны охлаждения Δt в град:

$$\Delta t = t_{в.к} - t_{м1}, \quad (7.124)$$

где $t_{в.к}$ — температура воды после охлаждения в градирне в град.

Теоретическим пределом охлаждения воды в градирне является $t_{м1}$. По мере приближения $t_{в.к}$ к $t_{м1}$ возрастают размеры градирни, поэтому при проектировании вентиляторных градирен обычно по экономическим соображениям рекомендуется назначать $\Delta t = 4,5^\circ$; 3,5 или 3° , если требуется охлаждать воду соответственно на 5,5; 4 или 3° .

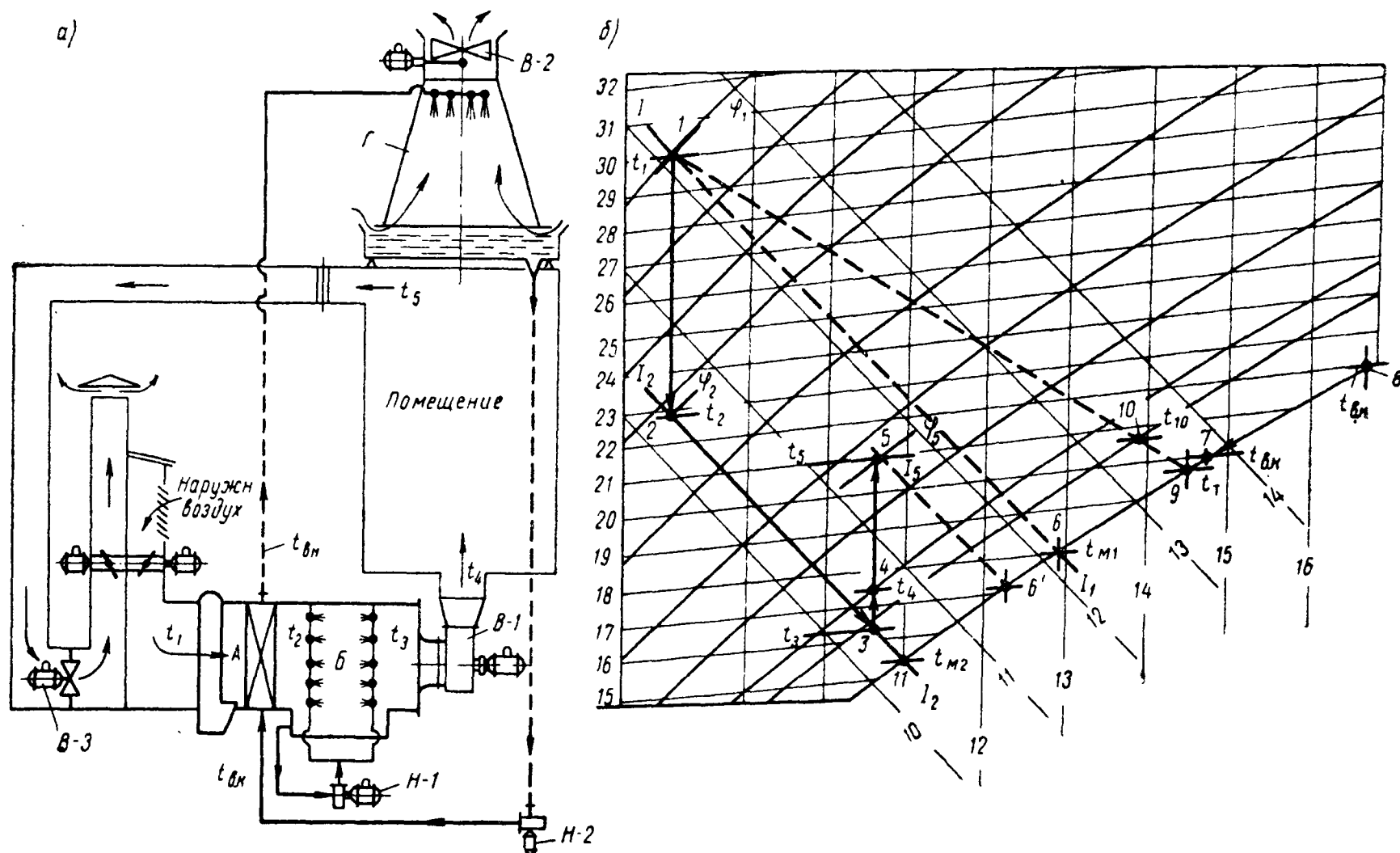


Рис. 7.44. Схемы системы комбинированного косвенного и прямого испарительного охлаждения

При проектировании комбинированного косвенного охлаждения воздуха уменьшают разность температур охлаждаемой воды, соответственно увеличивая размеры градирен и уменьшая Δt . По данным С. Будневича, И. Голода и Л. Бермана, Δt может быть принята равной 2° , а по данным Watt и Васапа в испытанных ими установках она наблюдалась равной 1° . Более точные методы расчета градирен приведены в работе В. А. Гладкова и др.¹

Температура воды, охлажденной в градирне (точка 7), $t_{в.к}$ находится из формулы (7.124).

При построении процесса охлаждения воздуха в теплообменнике А (прямая 1—2) следует иметь в виду, что

$$\Delta t_{\text{возд}} = t_2 - t_{в.к} \geq 2 \text{ град.} \quad (7.125)$$

В расчетах желательно принимать $\Delta t_{\text{возд}} \geq 3^\circ$.

Далее следует задаться разностью температур воды в воздухоохладителе А, принимая $\Delta t_{\text{в}} = t_{в.н} - t_{в.к} \leq 3^\circ$, и найти точку 8, характеризующую начальную температуру воды, поступающей в градирню:

$$t_{в.н} = t_{в.к} + \Delta t_{\text{в}}. \quad (7.126)$$

$$\text{Величину эффективности теплообмена } E = \frac{t_1 - t_{10}}{t_1 - t_T}$$

в градирне следует принимать по аналогии с расчетом (п. 7Г) камер орошения (обычно $0,9 < E < 0,95$). Отсюда можно найти величину теоретически достижимой температуры конца процесса теплообмена (точка 9):

$$t_T = t_{в.н} - \frac{\Delta t_{\text{в}}}{E}. \quad (7.127)$$

Прямая 1—9 характеризует процесс теплообмена между воздухом и водой в градирне, который заканчивается в точке 10 при

$$t_{10} = t_1 - (t_1 - t_T) E. \quad (7.128)$$

Если теплосодержание воздуха в помещении будет существенно ниже теплосодержания наружного воздуха, например будет равно I_5 ккал/кг, то целесообразно направлять его в градирню Г вместо наружного воздуха. В результате весь дальнейший расчет охлаждения воды в градирне можно вести, отправляясь от точки 6' вместо точки 6, и вода, поступающая в воздухоохладитель А, будет иметь более низкую температуру, чем при продувании через градирню наружного воздуха.

Схема местного кондиционера комбинированного косвенного испарительного охлаждения конструкции НИИСантехники представлена на рис. 7.45.

¹ В. А. Гладков, Ю. И. Арефьев, Р. А. Барженков. Вентиляторные градирни. Стройиздат, 1964.

Выпускаются местные кондиционеры КДИ-1,5 и КДИ-2,5 производительностью по количеству воздуха, подаваемого в помещение, соответственно 1500 и 2500 м³/ч при полной производительности вентиляторов 2500 и 4000 м³/ч.

Системы косвенного испарительного охлаждения производят от 8500 до 11000 ккал/ч холода на 1 кВт затрачиваемой энергии, в то время как в системах,

Нагрев воздуха в вентиляторе принимаем равным 1°, тогда $t_4 = 17,2^\circ \text{C}$. По заданию $t_5 = 21^\circ \text{C}$. Количество воздуха, необходимое для ассимиляции, — 10 000 ккал/ч.

$$L = \frac{10\,000}{0,24 \cdot 1,2 (21 - 17,2)} = 9140 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Производительность вентилятора В-1 с учетом непроизводительных потерь воздуха

$$L_B = 9140 \cdot 1,1 = 10\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Принимаем $\Delta t_B = 2^\circ$. Расход воды, охлажденной в градирне (с учетом 10% потерь воздуха):

$$\frac{10\,000 \cdot 1,1}{2 \cdot 1000} = 5,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Принимаем $E_T = 0,9$, тогда по формулам (7.127) и (7.128):

$$t_T = 22 - \frac{2}{0,9} = 19,8^\circ \text{C},$$

$$t_{1.} = 30 - (30 - 19,8) 0,9 = 20,8^\circ \text{C}.$$

7.8. ОСУШКА ВОЗДУХА СОРБЕНТАМИ

Осушку воздуха сорбентами применяют для предотвращения конденсации влаги на холодных поверхностях оборудования и ограждающих конструкций при больших влаговыведениях в помещении, сопровождающихся небольшими выделениями явного тепла.

Абсорбенты — поглотители, изменяющиеся физически или химически в течение процесса осушки воздуха. Практически к этой группе можно отнести жидкие поглотители.

Адсорбенты — вещества, не изменяющиеся физически в процессе сорбции или осушки. Практически к ним относятся твердые поглотители.

Абсорбенты поглощают, но могут и отдавать влагу в зависимости от разности давлений пара в воздухе и над раствором поглотителя. Условия равновесия давлений пара зависят от температуры и концентрации раствора.

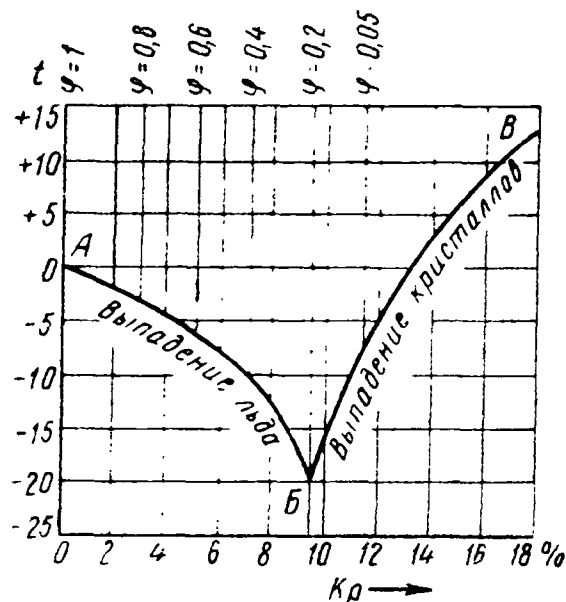


Рис. 7.46. Фазовая диаграмма для растворов солей

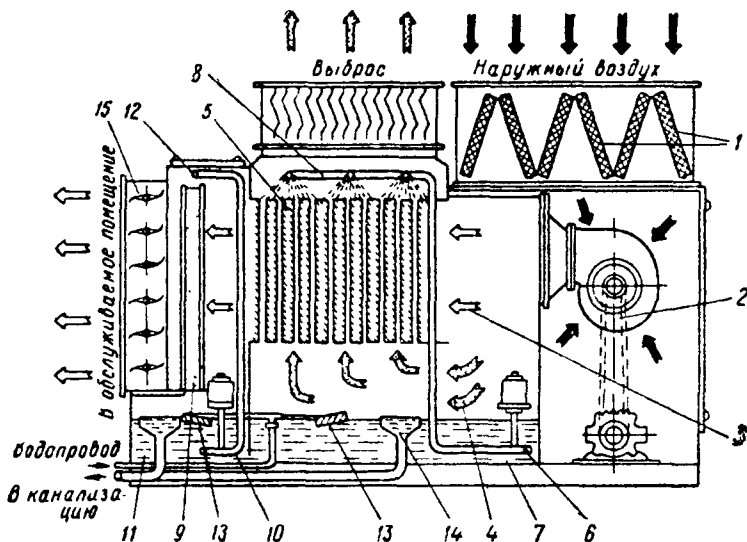


Рис. 7.45. Схема местной установки косвенного испарительного охлаждения НИИСантехники

1 — фильтр; 2 — вентилятор; 3 — направление основного потока воздуха; 4 — направление вспомогательного потока воздуха; 5 — теплообменник; 6 — насос; 7 — поддон; 8 — перфорированная труба; 9 — кассеты с гигроскопическим материалом; 10 — насос для 2-й ступени орошения; 11 — поддон 2-й ступени; 12 — распределитель воды; 13 — шаровые клапаны; 14 — переливные устройства; 15 — ручной воздушный клапан

использующих холодильные машины, на 1 кВт, затрачиваемый на холодильной станции (не считая кондиционеров), производится около 3500 ккал/ч.

В жарком и сухом климате, например в Средней Азии, при температуре наружного воздуха $+41,5^\circ \text{C}$ и влажности 27,5% с помощью установки комбинированного косвенного и прямого испарительного охлаждения можно охладить приточный воздух до температуры 24°C при 90% влажности, т. е. на $17,5^\circ$. В помещении при этом можно поддерживать температуру около 28°C , т. е. на $13,5^\circ \text{C}$ ниже, чем снаружи.

Пример 7.6. Охладить помещение, в котором выделяется 10 000 ккал/ч явного тепла, с помощью системы комбинированного прямого и косвенного охлаждения по схеме (рис. 7.44) при температуре наружного воздуха $t_1 = 30^\circ$, влажности $\varphi = 30\%$. Температура воздуха, уходящего из помещения, должна быть $t_5 = 21^\circ \text{C}$.

Решение. Проводим на $I-d$ -диаграмме (рис. 7.44,б) прямую 1—6 и находим $t_{M1} = 18^\circ \text{C}$. Принимаем $\Delta t = 2^\circ$ и находим (7.124),

$$t_{B.и} = 18 + 2 = 20^\circ \text{C}.$$

Принимаем $\Delta t_{\text{возд}} = 3^\circ$ (7.125) и находим $t_2 = 20 + 3 = 23^\circ$. Строим прямую 1—2 по $d_1 = \text{const}$ при $t_2 = 23^\circ \text{C}$ и прямую 2—11 по $I_2 = \text{const}$, что определяет $t_{M2} = 15,4^\circ \text{C}$.

Принимаем эффективность процесса теплообмена в камере орошения Б, равную $E_B = 0,9$, и находим температуру выходящего из нее воздуха

$$t_3 = t_2 - (t_2 - t_{M2}) E_B = 23 - (23 - 15,4) 0,9 = 16,2^\circ \text{C}.$$

Концентрацию раствора выражают отношением веса растворенного вещества g_r кг к весу раствора $G_v + g_r$ кг в долях k_p или в процентах:

$$100k_p = \frac{g_r}{G_v + g_r} 100\%, \quad (7.129)$$

где G_v — вес воды в растворе в кг.

Свойства растворов выражают фазовой диаграммой в координатах концентрации k_p и температуры раствора t град (рис. 7.46).

Криоскопическая кривая ABB характеризует усло-

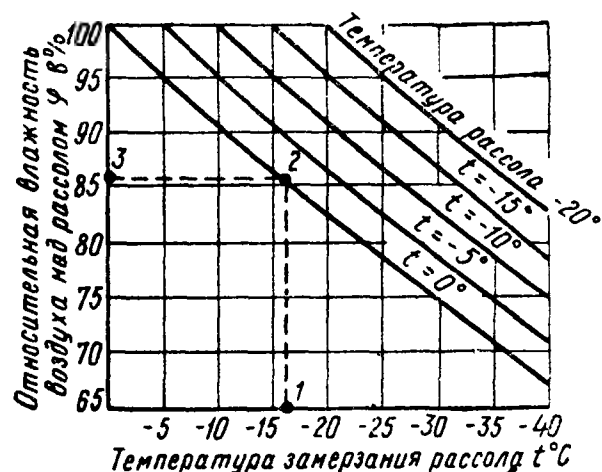


Рис. 7.47. Относительная влажность воздуха в пограничном слое над водными растворами солей

Пример. Дано: температура замерзания раствора -17°C (точка 1), температура раствора $\pm 0^\circ\text{C}$ (точка 2); результат — относительная влажность воздуха над рассолом 85,5% (точка 3)

вия насыщения раствора и делит диаграмму на две части: верхнюю, соответствующую жидкой фазе, и нижнюю, левая половина которой характеризует условия выпадения льда, а правая — выпадения кристаллов из насыщенного раствора. Точка B , при которой отсутствует жидкая фаза, называется *эвтектической*.

На фазовой диаграмме наносятся также значения аналога относительной влажности воздуха, характеризующей состояние воздуха над поверхностью раствора:

$$\Phi_p = \frac{p_p}{p_v}, \quad (7.130)$$

где p_p — упругость водяного пара в мм рт. ст. над поверхностью раствора при температуре раствора $t^\circ\text{C}$;

p_v — упругость водяного пара в мм рт. ст. над поверхностью воды при той же температуре $t^\circ\text{C}$.

При температурах раствора выше соответствующих криоскопическому состоянию упругость водяного пара p_p и величина Φ_p (при малых концентрациях) являются функцией температуры замерзания раствора и практически одинаковы для растворов различных солей (рис. 7.47).

На рис. 7.48 нанесены на $I-d$ -диаграмму кривые насыщения воздуха над растворами солей с температурами замерзания от 0 до -40°C . Начиная с температуры замерзания и выше эти линии отклоняются влево от кривой $\phi = 100\%$. При температурах воздуха выше

0° кривые могут рассматриваться как кривые относительной влажности воздуха.

Зависимость парциального давления водяного пара над водным раствором хлористого кальция, которой

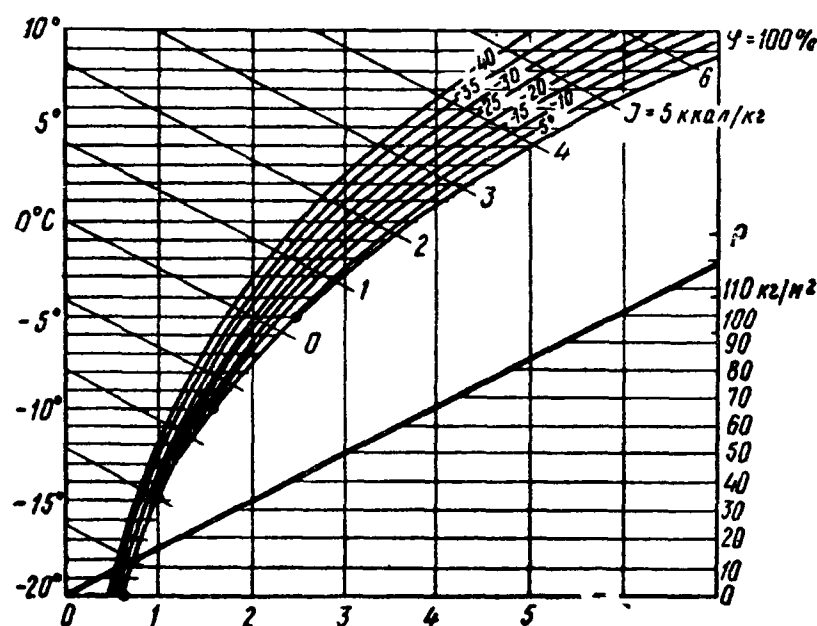


Рис. 7.48. $I-d$ -диаграмма влажного воздуха с кривыми насыщения для воздуха над растворами с температурами замерзания от -5 до -40°C

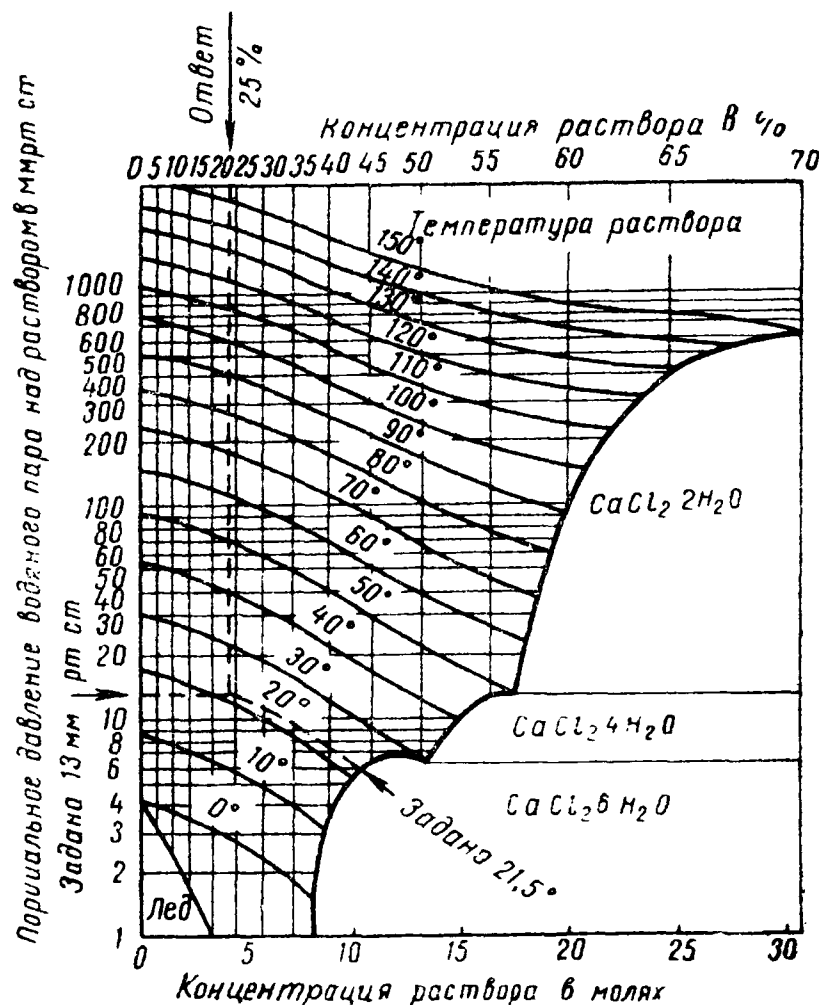


Рис. 7.49. Парциальное давление водяного пара в зависимости от концентрации растворов хлористого кальция

можно пользоваться и для растворов других солей при концентрациях до 20% и с одинаковой температурой замерзания, приведена на рис. 7.49.

Поглощение воды из воздуха сопровождается выделением теплоты гидратации, растворения, разбавления и конденсации. Данные о выделении тепла в ккал/кг

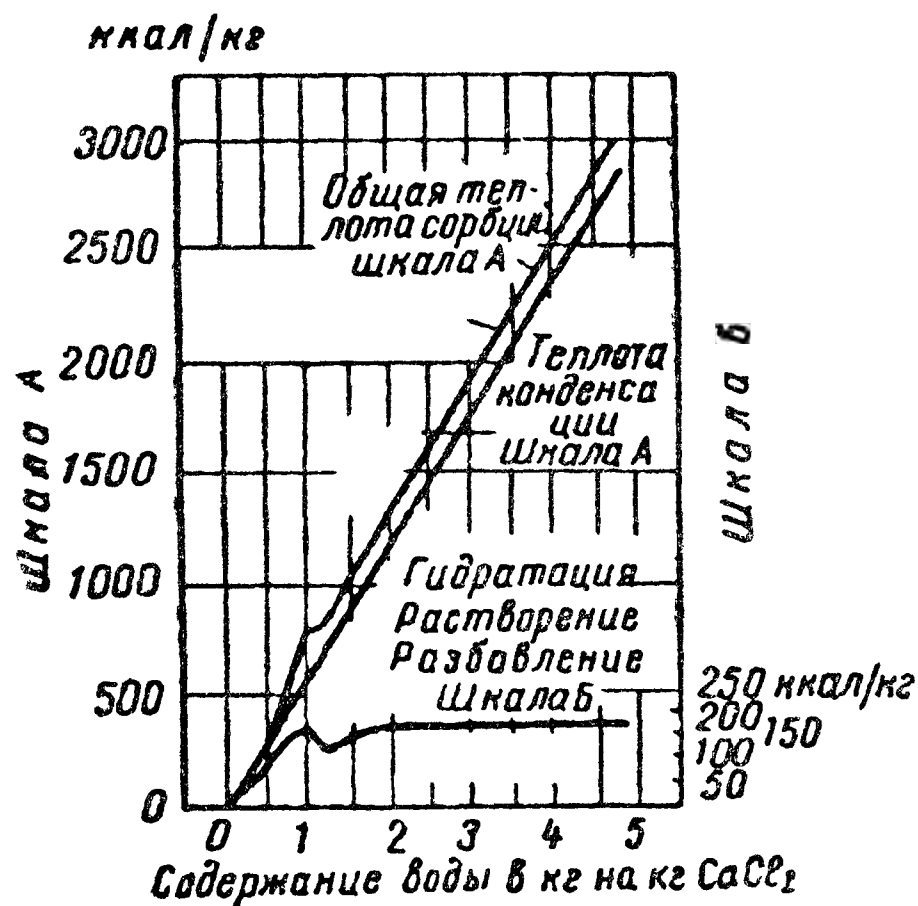


Рис. 7.50. Теплота гидратации, растворения, разбавления и конденсации для растворов хлористого кальция

из раствора хлористого кальция при температуре воздуха 25°С приведены на рис. 7.50.

Схема процесса тепло- и влагообмена в мокром воздухоохладителе, орошаемом соляным раствором

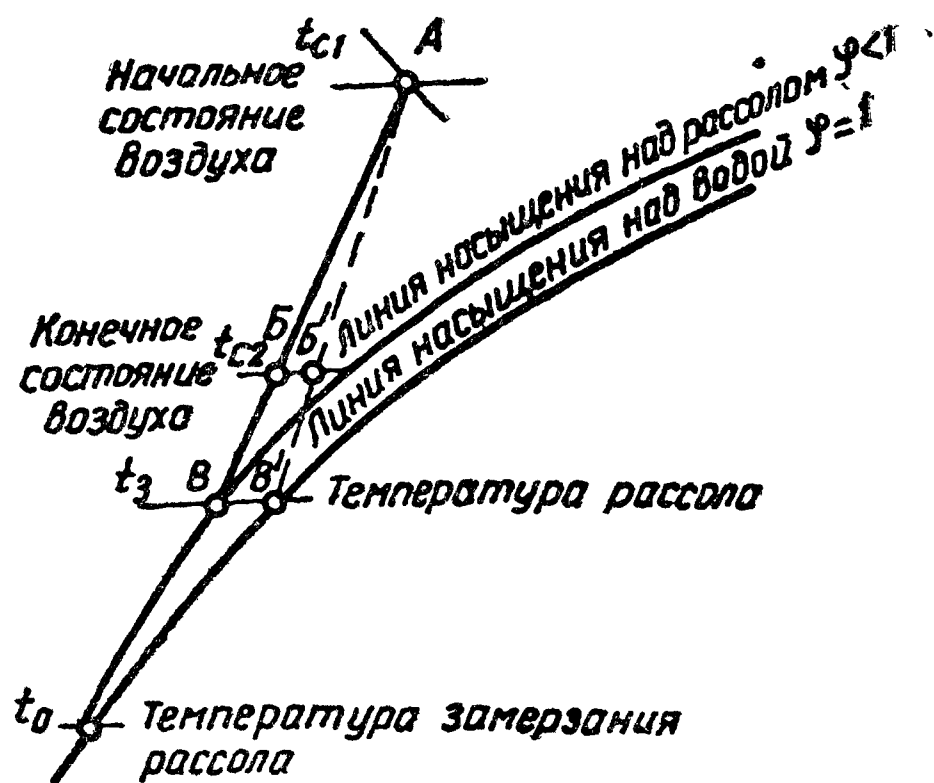


Рис. 7.51. Схема процессов тепло- и влагообмена в мокром воздухоохладителе при орошении воздуха соляным раствором

данной температуры, построенная на $I-d$ -диаграмме, приведена на рис. 7.51. При одинаковой температуре воздуха, раствора и воды воздух после орошения раствором (прямая АВВ) становится суше, чем при орошении водой (прямая АВ'В').

Для осушки воздуха наибольшее распространение получили хлористый кальций ($\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$), хлористый литий (LiCl), так как они нетоксичны, слабо воздействуют на металлы и химически стойки.

Свойства водных растворов $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ и LiCl приведены в табл. 7.18 и 7.19.

Таблица 7.18

Свойства раствора $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$

k_p в %	Теплоемкость при 20 °С в ккал/кг град	Криоско- пическая темпера- тура в град	Темпе- ратура кипения в град	Удель- ный вес при 10 °С в кг/м³	$\varphi = \frac{P_p}{P_v}$ при 20 °С
0	0,908	0	100	—	1
1	0,98	— 0,4	100	—	1
2	0,97	— 0,9	100	—	1
3	0,95	— 1,5	100	—	1
4	0,94	— 2	100	—	0,98
5	0,93	— 2,5	100,5	1042,5	0,97
6	0,915	— 3	100,5	1051,3	—
7	0,9	— 3,6	100,5	1060,2	—
8	0,89	— 4,3	100,5	1069,1	—
9	0,88	— 5	100,5	1078,1	—
10	0,87	— 5,7	101,2	1087,2	0,93
11	0,855	— 6,6	101,2	1096,4	—
12	0,84	— 7,5	101,2	1105,6	—
13	0,83	— 8,5	101,2	1115	—
14	0,82	— 9,4	101,2	1124,4	—
15	0,816	— 10,5	103,2	1134	0,87
16	0,796	— 11,7	103,2	1143,8	—
17	0,78	— 13	103,2	1153,4	—
18	0,77	— 14,5	103,2	1163,2	—
19	0,76	— 15,8	103,2	1173,1	—
20	0,75	— 17,6	105	1183,1	0,78
21	0,74	— 19,4	105	1193,2	—
22	0,73	— 21,5	105	1203,3	—
23	0,72	— 23,8	105	1213,7	—
24	0,71	— 25,3	105	1224	—
25	0,7	— 29	107,3	1234,6	0,7

Таблица 7.19

Свойства раствора LiCl

k_p в %	Теплоемкость при 20 °С в ккал/кг град	Криоскопиче- ская темпера- тура в град	Температура кипения в град	Вязкость при 10 °С в кг ·сек/м²	Удельный вес при 10 °С в кг/м³	$\varphi = \frac{P_p}{P_v}$ при 20 °С
0	0,998	0	100	—	—	1
7,8	0,901	— 8,89	102,11	1,3	1045	0,94
15,5	0,831	— 21,2	105,28	1,68	1085	0,85
20,2	0,778	— 36,8	109,4	2,16	1119	0,86
25,3	0,739	— 56	114,5	2,75	1150	0,68
29,7	0,71	— 67,8	120,27	3,67	1181	0,55
33,6	0,687	— 40	128,1	4,82	1203	0,45
37,1	0,666	— 17,2	131,63	6,55	1235	0,35
40,4	0,647	+ 2,55	136,57	9,74	1257	0,2
43,2	0,631	+ 14,49	141,08	13,8	1279	—
45,8	0,617	+ 30,25	145,13	—	—	—
48,2	0,604	+ 56,11	149,02	—	—	—
50,4	0,59	+ 68,89	152,78	—	—	—
52,4	0,58	+ 82,22	156,11	—	—	—

Относительную влажность воздуха можно понизить, применяя растворы

LiCl до $\varphi = 14 - 23\%$;

$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ до $\varphi = 45 - 48\%$.

Для абсорбции можно употреблять камеры орошения кондиционеров, выполненные из коррозиестойких материалов с сепараторами повышенной надежности при скоростях движения воздуха в камерах не более 1 м/сек, и специальные абсорбционные аппараты.

Коэффициент орошения воздуха раствором

$$\mu_p = \frac{I_1 - I_2}{c_p (t_{p.k} - t_{p.n})} \text{ кг/кг}, \quad (7.131)$$

где I_1, I_2 — теплосодержания воздуха до и после орошения в ккал/кг;

$t_{p.n}, t_{p.k}$ — температуры раствора до и после орошения в град;

c_p — теплоемкость раствора в ккал/кг · град.

Практически коэффициент орошения принимают в пределах, обеспечивающих нагрев раствора не более чем на 2—3°, но μ_p не должно быть менее 1 кг/кг.

В большинстве случаев температура воздуха (по сухому термометру), выходящего из осушителя, принимается на 0,5—2,5° выше конечной температуры абсорбента, а эффективность процесса теплообмена

$$E = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_{c3}} = 0,9 \div 0,95,$$

где t_{c1} и t_{c2} — температура воздуха по сухому термометру до и после обработки раствором;

t_{c3} — температура в точке пересечения продолжения прямой, проведенной через точки t_{c1} и t_{c2} , с кривой $\phi=100\%$.

Концентрация раствора на выходе из камеры орошения или другого абсорбционного аппарата понижается до

$$k_{p2} = \frac{k_{p1}}{1 + \frac{d_1 - d_2}{1000\mu_p}}, \quad (7.132)$$

где k_{p1} — начальная концентрация раствора в % по формуле (7.129);

d_1, d_2 — начальное и конечное влагосодержание обрабатываемого воздуха в г/кг;

μ_p — коэффициент орошения по формуле (7.131).

Концентрацию раствора необходимо поддерживать на заданном уровне, для чего 10—20% раствора пропускается через регенератор, нагреваемый паром или другим способом. В регенераторе выпаривается излишек влаги. Нагрев контролируется по концентрации или удельному весу, по температуре кипения и уровню.

Количество раствора, которое должно циркулировать в системе, определяется допустимым отклонением концентрации от заданной. Допустимое отклонение концентрации Δk_p обычно принимают в пределах от 0,001 до 0,003. Количество циркулирующего раствора определяют по формуле

$$G_p = G_v + g_t = 0,001 L \gamma (d_1 - d_2) \frac{k_p - \Delta k_p}{\Delta k_p} \text{ кг/ч}. \quad (7.133)$$

Здесь $L \gamma$ — количество осушаемого воздуха в кг/ч;

d_1, d_2 — начальная и конечная влажность воздуха в г/кг.

Количество раствора $G_p^{об}$, необходимое для заполнения системы, определяется ее емкостью $V \text{ м}^3$ и удельным весом раствора $\gamma_p \text{ кг/м}^3$:

$$G_p^{об} = V \gamma_p \text{ кг}, \quad (7.134)$$

а количество содержащейся в нем соли

$$G_t^{об} = A_p G_p \text{ кг}. \quad (7.135)$$

Твердые адсорбенты удаляют водяной пар из воздуха вследствие того, что давление пара в их порах

ниже парциального давления водяного пара в осушаемом воздухе.

В практике кондиционирования воздуха применяются главным образом силикагель и активированная окись алюминия, имеющие свойства, указанные в табл. 7.20, а также бокситы и древесный уголь.

Таблица 7.20

Адсорбент	Формула	Пористость в % объема	Удельный вес в кг/м ³	Поглотительная способность в % к сухому весу
Силикагель	SiO ₂	70	600—700	25—50
Окись алюминия	Al ₂ O ₃	57	830	18—24

Эффективность сорбента зависит от температуры, влажности, скорости движения осушаемого воздуха и толщины слоя поглотителя.

Скорость набегающего потока воздуха следует принимать 0,3—0,5 м/сек, толщину слоя — не менее 50 мм и количество силикагеля в осушителе — 1 кг на 40 м³/ч осушаемого воздуха.

Схема процесса осушки воздуха адсорбентом на $I-d$ -диаграмме представляется прямой постоянного теплосодержания $I_1 = \text{const}$, направленной справа вверх налево.

Адсорбенты обладают избирательной поглотительной способностью, например силикагель предпочтитель-

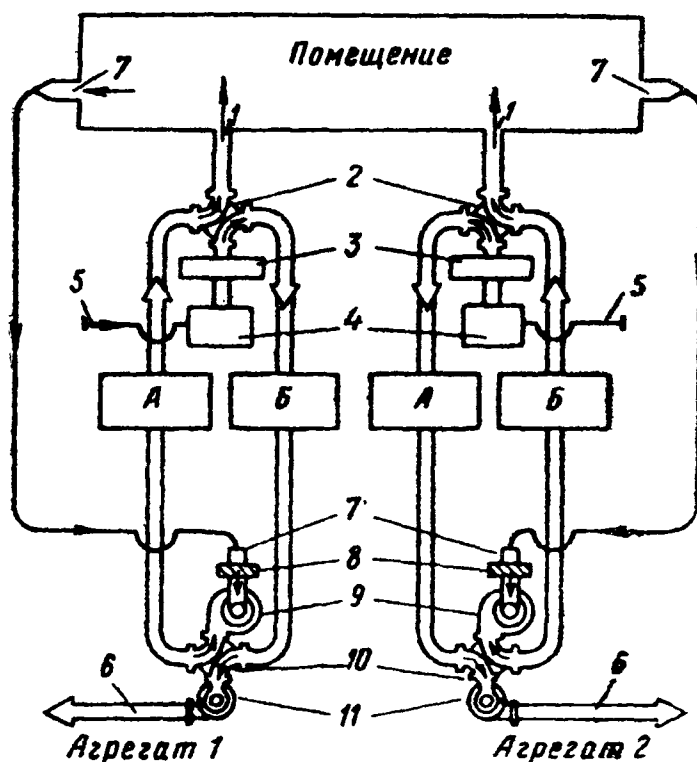


Рис. 7.52. Схема потоков воздуха в двухложевом осушительном агрегате

Агрегат 1 — ложе А работает на осушку воздуха, а ложе Б находится на реактивации; агрегат 2 — ложе А работает на осушку воздуха, а ложе Б находится на реактивации; 1 — выход осушенного воздуха; 2 — верхний 4-ходовой клапан; 3 — нагреватель; 4 — фильтр; 5 — вход воздуха при реактивации геля; 6 — выход воздуха после реактивации; 7 — вход влажного воздуха; 8 — фильтр; 9 — вентилятор, подающий воздух на осушку; 10 — нижний 4-ходовой клапан; 11 — вентилятор, обслуживающий реактивацию

но поглощает водяные пары, а активированный уголь — пары органических соединений.

Для реактивации адсорбент нагревают так, чтобы давление пара адсорбированной влаги стало выше парциального давления водяного пара в воздухе, пропускаемом через реактиватор. Охлажденный адсорбент после реактивации имеет в порах давление водяного пара ниже парциального давления пара в воздухе.

Температура реактивации лежит в пределах от 75 до 300° С, для силикагеля ее принимают обычно 120° С.

На рис. 7.52 приведены принципиальные схемы потоков воздуха в двухложевом осушителе. Основной процесс осушки воздуха идет при постоянной скорости поглощения, которая затем резко сокращается.

Адсорбция возможна вплоть до полного насыщения сорбента, но практически процесс заканчивают в этот переходный момент, переключая работавшее ложе А (рис. 7.52) на реактивацию, а подготовленное ложе Б — на осушку.

При реактивации температура воздуха (по сухому термометру), выходящего из аппарата, резко поднимается и затем держится на постоянном уровне, пока большинство воды, содержащейся в материале, не испарится. Затем температура выходящего воздуха вновь резко повышается, что сигнализирует о конце процесса реактивации.

Воздух, выходящий из осушителя перед введением его в кондиционируемое помещение, обычно охлаждается, но в некоторых случаях, например при осушке подвалов, повышенная температура воздуха не является помехой и мер для его охлаждения не принимается.

Сопротивление слоя силикагеля толщиной 8 мм при скорости набегающего потока v м/сек равно:

$$h = 46v^2 \text{ кг/м}^2. \quad (7.136)$$

Кривые равновесного состояния водяного пара в силикагеле и в осушаемом воздухе в зависимости от температуры воздуха, равной температуре геля, и от парциального давления паров воды или температуры точки росы воздуха приведены на рис. 7.53. Кривые асимптотически приближаются к оси x при 5—6% содержания влаги в геле. Это остаточное содержание соответствует реактивации геля при оптимальных условиях. Дальнейшее удаление влаги приводит к физическим изменениям силикагеля и снижению его адсорбционной способности, поэтому гели характеризуют «полезной концентрацией», обозначающей его поглощательную способность, исключая остаточное содержание влаги после реактивации.

При постоянных температурах воздуха и геля количество адсорбционной влаги находится в прямой зависимости от температуры точки росы воздуха. Если температура точки росы воздуха близка к температуре по сухому термометру ($\phi \rightarrow 100\%$), то равновесное содержание воды в геле весьма близко к 40% его сухого веса при одинаковых температурах воздуха и геля.

Адсорбционные аппараты, представленные на рис. 7.52, делятся на тонкослойные и толстослойные (250 мм и более). Типичный цикл тонкослойного аппарата приведен на рис. 7.54, а толстослойного — на рис. 7.55.

Количество влаги, сорбируемой адсорбером, увеличивается при повышении точки росы поступающего воздуха, а при постоянной точке росы увеличивается с по-

нижением температуры и увеличением насыщения воздуха. Увеличения производительности адсорбера можно достичь путем увеличения количества пропускаемого воздуха при одновременном повышении влажности на выходе из аппарата.

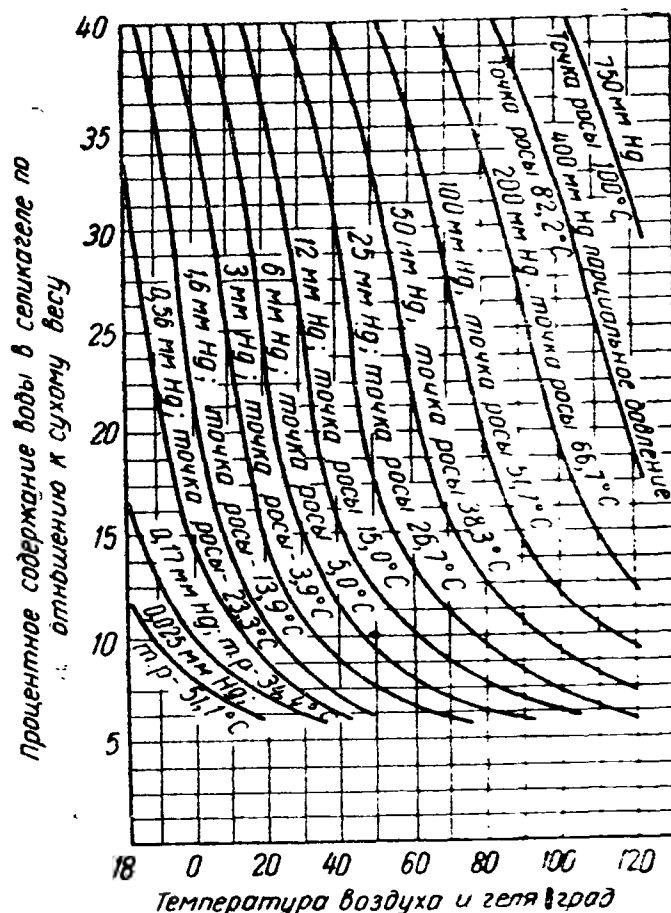


Рис. 7.53. Кривые равновесного состояния водяного пара в силикагеле с удельным весом 700 кг/м³

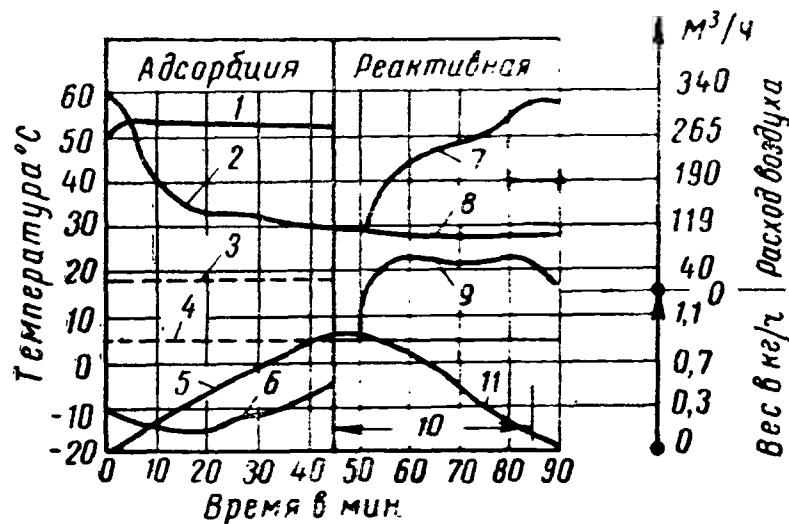


Рис. 7.54. Диаграмма типового цикла для осушителя с тонким слоем адсорбента

1 — количество воздуха; 2 — температура при выходе по сухому термометру; 3 — температура при входе по сухому термометру; 4 — температура точки росы при входе; 5 — вес поглощенной влаги; 6 — температура точки росы при выходе; 7 — температура по сухому термометру при выходе; 8 — количество воздуха; 9 — температура точки росы при выходе; 10 — нагреватель включен; 11 — вес испаренной влаги

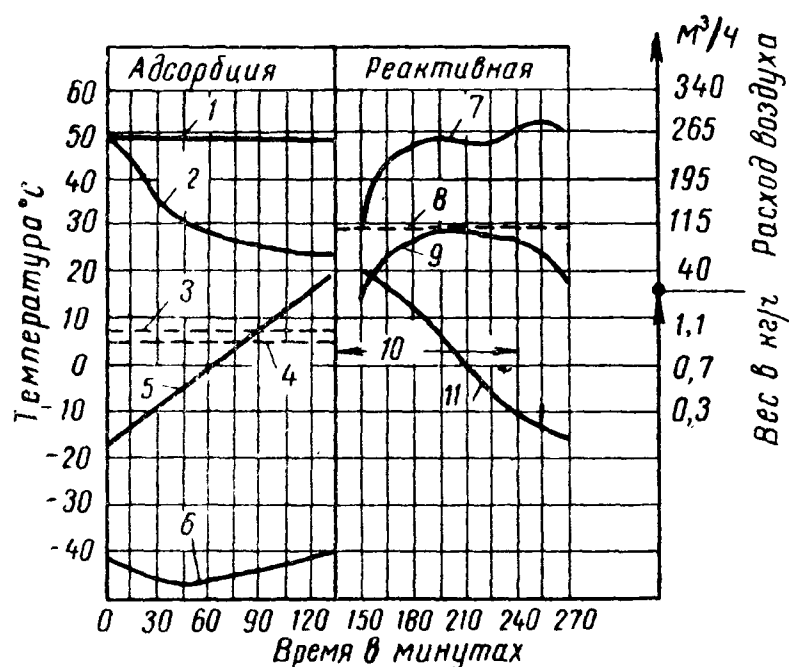


Рис. 7.55. Диаграмма типового цикла для осушителя с толстым слоем адсорбента

1 — количество воздуха; 2 — температура при выходе по сухому термометру; 3 — температура при входе по сухому термометру; 4 — температура точки росы при входе; 5 — вес поглощенной влаги; 6 — температура точки росы при выходе; 7 — температура при выходе по сухому термометру; 8 — количество воздуха; 9 — температура точки росы при выходе; 10 — нагреватель включен; 11 — вес испаренной влаги

Если осушаемый воздух имеет высокую температуру и, особенно, если после осушки необходимо получить низкую температуру точки росы, выгодно устанавливать предварительный охладитель для понижения температуры поступающего воздуха. В этом случае рабочая температура в адсорбере понизится, и общий коэффициент осушки существенно увеличится. С этой целью иногда воздухоохладители встраивают непосредственно в ложе адсорбента.

Пример 7.7. Задано охладить и осушить в абсорбере $L\Gamma = 15\,000$ кг/г воздуха, имеющего начальную температуру $t_{c1} = 32^\circ$, теплосодержание $I_1 = 17,3$ ккал/кг и влагосодержание $d_1 = 16$ г/кг, до температуры $t_{c2} = 22^\circ$ С при теплосодержании $I_2 = 11,9$ ккал/кг, влагосодержании $d_2 = 11$ г/кг.

Решение. Осушку и охлаждение воздуха ведем в форсуночном абсорбере раствором хлористого кальция по схеме на рис. 7.56. Коэффициент эффективности влагообмена принимаем $E = 0,95$, тогда среднее влагосодержание воздуха у поверхности раствора

$$d_3 = d_1 - \frac{d_1 - d_2}{E} = 16 - \frac{16 - 11}{0,95} = 10,8 \text{ г/кг.}$$

Продолжив прямую 1—2 на I - d -диаграмме (рис. 7.56) до пересечения с $d_3 = 10,8$ г/кг, находим точку 3, которая характеризуется температурой $t_{c3} = 21,5^\circ$ С. Парциальное давление паров воды в этом воздухе равно приблизительно $p_3 \approx 10,8 \cdot 1,2 = 13$ мм рт. ст.

По диаграмме на рис. 7.49 средняя концентрация раствора, соответствующая условиям t_{c3} и p_3 , равна 25%, а по табл. 7.18 теплоемкость раствора 0,7 ккал/кг·град и удельный вес 1234,6 кг/м³.

Принимаем, что колебания концентрации не должны превышать $\Delta k_p = 0,002$, следовательно, в системе должно циркулировать раствора не менее (7.133):

$$G_p = 0,001 \cdot 15\,000 (16 - 11) \frac{0,25 - 0,002}{0,002} = 9300 \text{ кг/ч.}$$

Количество тепла, передаваемое раствору:

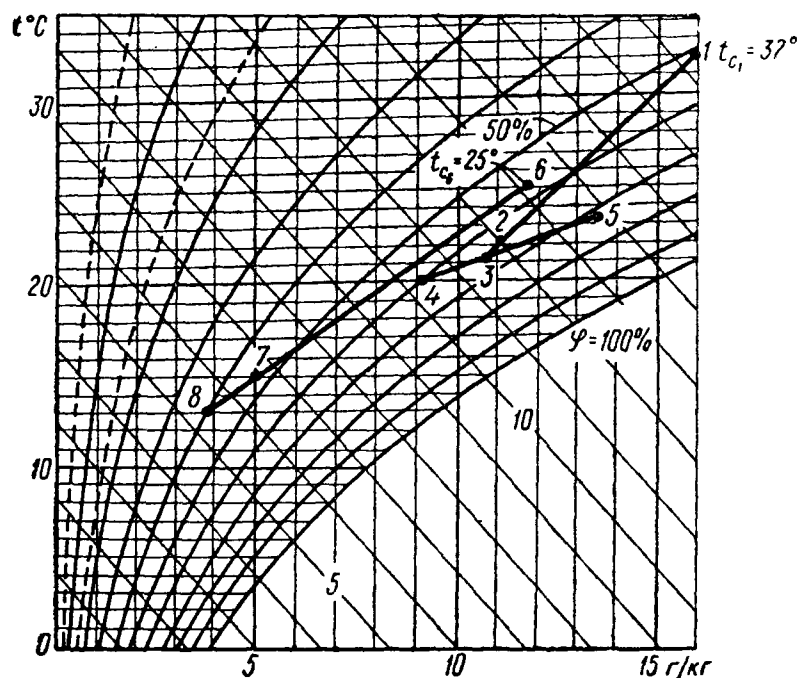
а) за счет конденсации влаги и охлаждения воздуха

$$15\,000 (17,3 - 11,9) = 81\,000 \text{ ккал/ч;}$$

б) тепло растворения, гидратации и разбавления по 175 ккал/кг на 1 кг влаги (рис. 7.50):

$$\frac{15\,000 (16 - 11)}{1000} 175 = 13\,100 \text{ ккал/ч;}$$

всего $81\,000 + 13\,100 = 94\,100$ ккал/ч.



как правило, в районах с сухим и жарким климатом, когда одним из этих способов можно обеспечить заданные параметры воздуха в помещениях.

Артезианскую воду, воду горных рек и озер следует применять в качестве холодоносителя, если это экономически целесообразно и, как правило, если температура воды позволяет получить необходимые параметры воздуха при нагреве воды не менее чем на 3° .

Применение льда, изготавливаемого путем намораживания воды в бунтах или из водоемов, рекомендуется для систем, потребляющих до 150 тыс. ккал/ч холода при максимальной нагрузке. Использование льда, как правило, целесообразно в районах к северо-востоку от линии Ленинград — Волгоград — Алма-Ата. Намораживание и хранение льда следует производить в непосредственной близости от потребителя, чтобы лед не приходилось перевозить.

Производство искусственного холода связано с потерями холода на тракте хладагента и холодоносителя, а также при нагревании воды в циркуляционных насосах. Величину этих потерь при ориентировочных расчетах следует принимать равной: для малых установок холодопроизводительностью до 150 тыс. ккал/ч — 15—20%; для средних установок холодопроизводительностью от 150 до 1500 тыс. ккал/ч — 12—15%; для крупных установок холодопроизводительностью более 1500 тыс. ккал/ч — 7—12%.

При неравномерном потреблении холода в часы сниженных нагрузок рекомендуется предусматривать аккумуляцию холода в баках-аккумуляторах или в емкостях испарителя, допускающих намораживание льда на трубах.

Минимальная емкость системы холодоснабжения должна быть такова, чтобы число включений машин было не более 4 в час.

При потребности в искусственном холоде до 300 тыс. ккал/ч передачу холода от источника к воздухоохладителям иногда проектируют непосредственно с помощью фреона, который испаряется внутри воздухоохладителя.

Все более крупные системы холодоснабжения, а также большое количество систем производительностью менее 300 тыс. ккал/ч, как правило, проектируются с промежуточным хладагентом — холодной водой или рассолами, за исключением случаев, когда хладагентом является вода, например в парожеткаторных установках.

Холодильные установки рекомендуется компоновать из двух и более однотипных холодильных машин, допускается установка одной машины, имеющей приспособления для автоматического регулирования производительности. Установка резервных холодильных машин, как правило, не допускается.

Б. ЕСТЕСТВЕННЫЕ ИСТОЧНИКИ ХОЛОДА

В качестве естественных источников холода для кондиционирования воздуха применяется: испарение воды при атмосферном давлении (см. установки косвенного и комбинированного испарения п. 7.7В), артезианская вода, а также вода холодных рек и озер и водяной лед.

Артезианская вода. Температура грунтовой воды при медленной смене ее в слое приблизительно равна температуре грунта на соответствующей глубине. На глубине 20—30 м от уровня земли грунт имеет постоянную температуру, приблизительно равную средней

годовой температуре воздуха в данной местности, например для Москвы $+5^{\circ}\text{C}$. При увеличении глубины скважины на каждые 33 м температура грунта и грунтовой воды повышается на 1° , так для Москвы на глубине 125 м в среднекаменноугольном водоносном горизонте вода имеет температуру $8-9^{\circ}$, а на глубине 220 м в нижнекаменноугольном водоносном горизонте $11-12^{\circ}$. В Ленинграде артезианская вода имеет температуру $10-11,5^{\circ}$, а в западных районах СССР — $6-7^{\circ}$.

Действительную температуру воды можно установить лишь путем соответствующих изысканий.

При использовании артезианской воды, воды горных рек и озер в камерах орошения, т. е. при прямом контакте воды с воздухом, подаваемым в помещение,

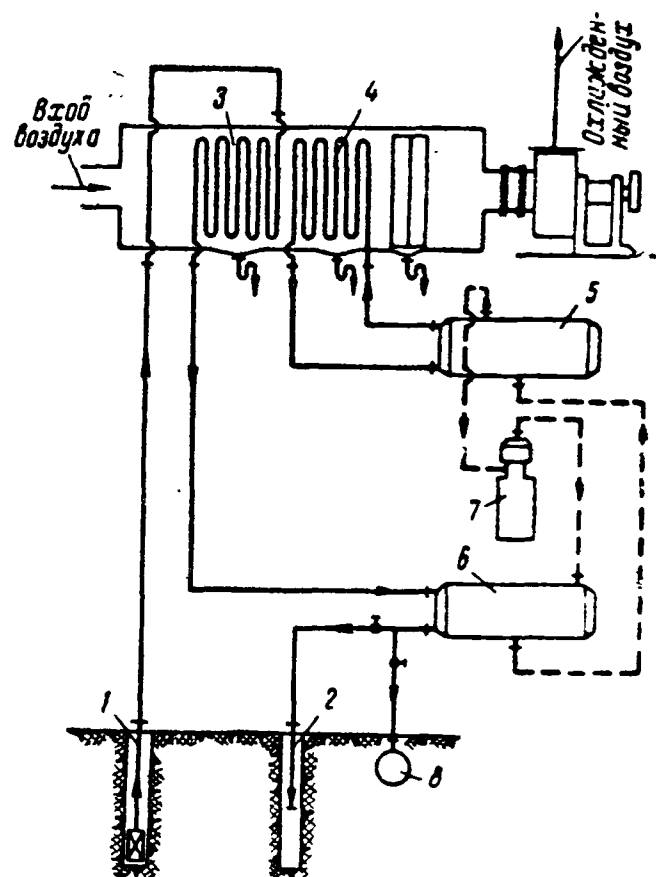


Рис. 7.57. Комбинированная схема с предварительным охлаждением воздуха артезианской водой

1 — артезианская скважина; 2 — диффузионная скважина; 3 и 4 — поверхностные воздухоохладители; 5 — испаритель; 6 — конденсатор; 7 — компрессор холодильной станции; 8 — коллектор конденсатора (вариант вместо скважины 2)

вода должна быть питьевого качества по ГОСТ 2874—54.

Производительность артезианских скважин колеблется от 15—20 до 150—200 м³/ч воды, причем расстояние между соседними скважинами, забирающими воду из одного водоносного горизонта, не должно быть менее 250—300 м.

Повышение удельной холодопроизводительности воды от естественных источников достигается применением двухступенчатых камер орошения, многоходовых поверхностных воздухоохладителей и комбинированных

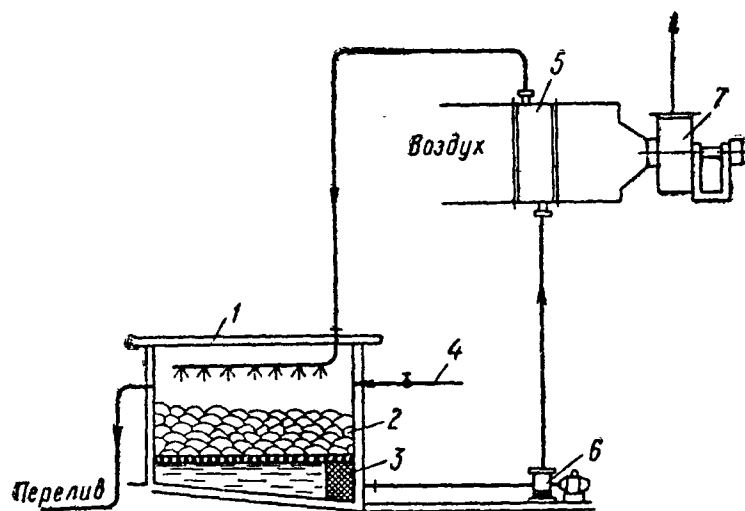
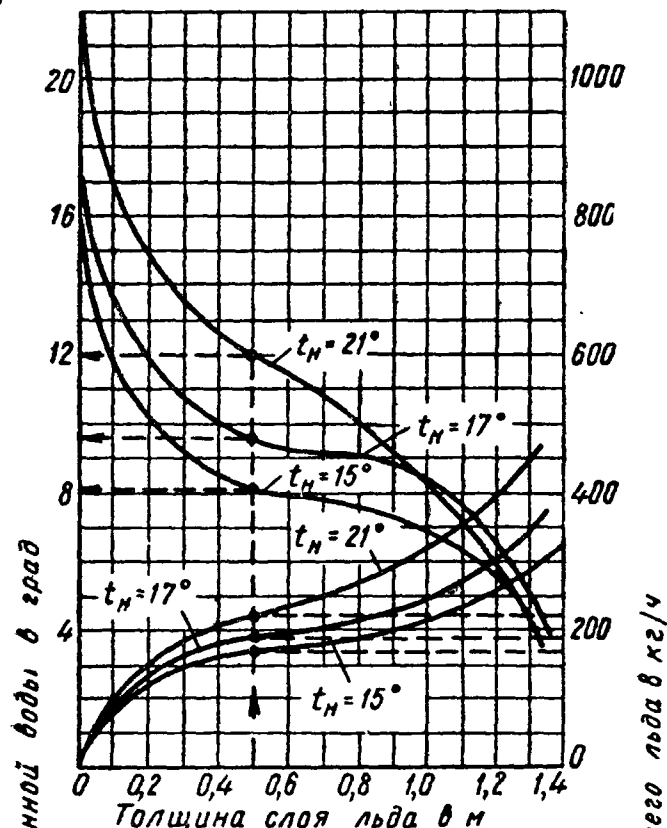


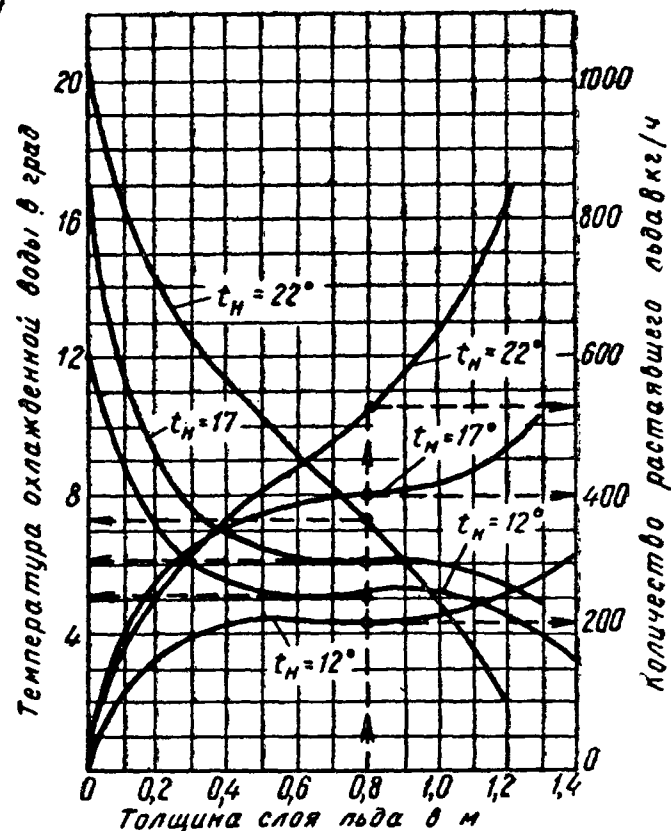
Рис. 7.58. Схема установки для охлаждения воды при помощи льда

1 — изолированный бак для льда; 2 — лед; 3 — фильтр для воды; 4 — водопровод; 5 — воздухоохладитель; 6 — насос; 7 — вентилятор

а)



б)



в)

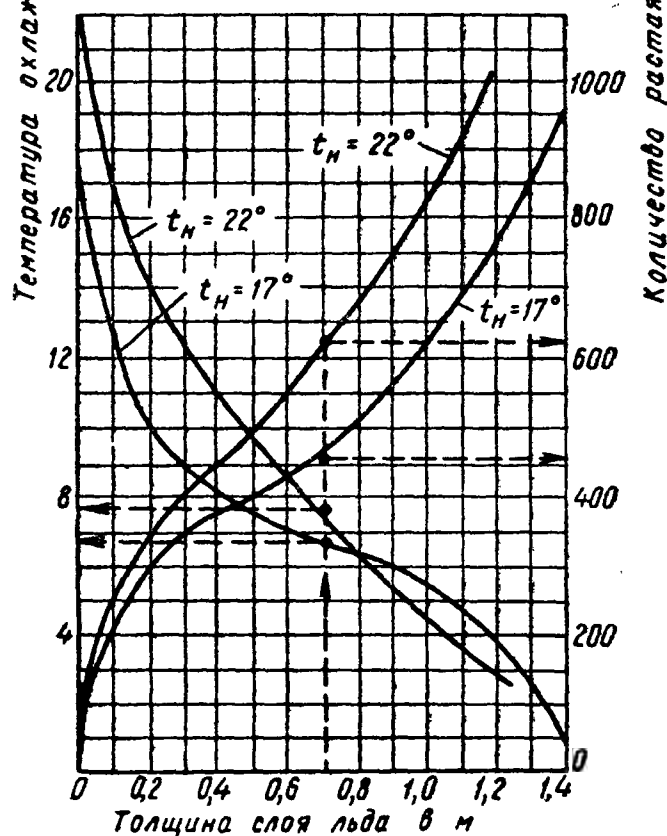


Рис. 7.59. Зависимость температуры охлажденной воды и количества растаявшего льда от плотности орошения и толщины слоя льда

а — при плотности орошения $2100 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$;
б — при плотности орошения $3100 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$;
в — при плотности орошения $4100 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$;
 t_N — начальная температура воды в град

систем, в которых отработанная вода используется в конденсаторах холодильных машин, например по схеме на рис. 7.57, однако временная жесткость воды при этом не должна превышать 10 мг-экв/л во избежание большого отложения солей в трубках конденсаторов.

В некоторых случаях целесообразно предварительное охлаждение артезианской воды в испарителях холодильных машин.

После повторного использования вода сбрасывается в канализацию или отводится в водоносные слои грунта. Возможно также использование отработанной в кондиционерах воды для нужд производства.

В СССР восточнее и севернее линии Ленинград — Волгоград — Алма-Ата регулярно обеспечивается намораживание слоя льда от 2,5 до 3 м, а летнее таяние льда в утепленном бунте составляет 0,5—0,6 м.

Южнее границы Одесса — Грозный — Фрунзе возможно намораживание бунта толщиной не более 1 м, причем таяние в течение лета уменьшает высоту бунта на 0,5—0,6 м.

Средняя зона между упомянутыми границами дает промежуточные результаты.

Ледяной бунт сверху и с боков укрывают сплошными матами, а затем слоем древесных опилок ($200—300 \text{ кг/м}^3$, $\lambda = 0,2 \div 0,3 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$), соломы или камыша ($150—200 \text{ кг/м}^3$, $\lambda = 0,3 \div 0,4 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$) толщиной 500—750 мм в холодной климатической зоне и 750—1000 мм в средней зоне.

Прямой контакт между льдом из бунтов или водоемов и воздухом, подаваемым в помещение, не допускается по санитарным соображениям.

Для использования заготовленного льда в непосредственной близости к льдохранилищу устанавливается бак по схеме, приведенной на рис. 7.58.

температуры воды, подаваемой на 1 м^2 горизонтальной проекции бака при насыпном весе дробленого льда $\gamma_{\text{л}} = 500 \text{ кг/м}^3$, приведены на графиках рис. 7.59. Там же приведено количество таящего льда. Лед в баке должен поддерживаться на постоянном уровне. По другим данным, с мелкодробленого льда, имеющего поверхность $25—30 \text{ м}^2/\text{м}^3$, можно получить $3000—4000 \text{ ккал/м}^3$ на один градус разности между средней температурой охлажденной воды и льда. Охлажденная вода может иметь температуру не ниже $+0,5^\circ \text{C}$. При подаче рассола в зависимости от его концентрации может быть получен хладоноситель с температурой до -18°C .

Холодная вода может быть получена и непосредственно из бунта в установке, смонтированной по схеме, представленной на рис. 7.60, причем средний коэффициент теплоотдачи от такой воды к основанию льда бунта составляет около $100 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Искусственный лед для целей кондиционирования воздуха в настоящее время практически не применяется, так как стоимость его в 4—5 раз выше естественного. Затраты энергии на производство водяного льда приблизительно в 3 раза выше затрат на производство искусственного холода при параметрах, обычных для условий кондиционирования воздуха.

Вода, получаемая из искусственного льда, приготовленного из воды питьевого качества, может быть непосредственно использована в камерах орошения кондиционеров.

В. НАИБОЛЕЕ УПОТРЕБИТЕЛЬНЫЕ ХЛАДАГЕНТЫ

Для установок, снабжающих системы кондиционирования воздуха холодом, применяются фреоны и аммиак.

Фреоны представляют собой производные углеводородов: метана, этана, пропана, бутана.

Из фреонов употребляются главным образом CF_2Cl_2 — фреон 12, CFC_1Cl_3 — фреон 11, CHF_2Cl — фреон 22 и $\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_2\text{Cl}$ — фреон 142, причем пока наиболее распространен фреон 12.

Фреон 12 — бесцветное вещество без запаха, негорюч и невзрывоопасен, обладает высокой способностью проникать через неплотности, интенсивно растворяет смазочные масла.

Сухой фреон 12 нейтрален почти ко всем металлам, но растворяет органические вещества. Присутствие влаги ведет к закупорке коммуникаций вследствие ее замерзания и возникновению коррозионных свойств фреона по отношению к металлам.

При соприкосновении с открытым пламенем и поверхностями, имеющими температуру около 500°C , фреон 12 разлагается, образуя токсичные соединения, в обычных же условиях он малотоксичен, но содержание его в воздухе 20% и более по объему недопустимо, так как понижает содержание кислорода и воздух становится непригодным для дыхания.

Аммиак — бесцветное вещество с резким запахом, кипит при -33° и атмосферном давлении, нейтрален к стали и чугуну, разрушающе действует на медь и ее сплавы, сильнотоксичен — предельная допустимая концентрация 20 мг/м^3 , горюч, при содержании его 16—27% образует с воздухом взрывоопасную смесь.

Свойства насыщенных паров фреона 12 и аммиака приведены в табл. 7.21.

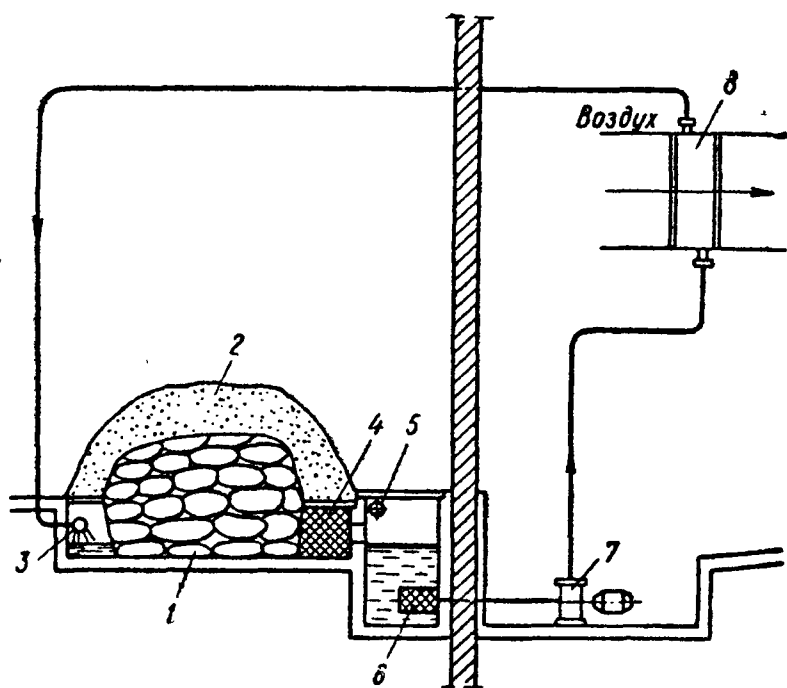


Рис. 7.60. Схема охлаждения воды в бунте льда

1 — бунт льда; 2 — изоляция; 3 — перфорированная труба; 4 — гравийный фильтр; 5 — переливная труба; 6 — фильтр; 7 — насос; 8 — воздухоохладитель

Данные канд. техн. наук П. В. Участкина о конечной температуре воды, охлаждаемой в баке, в зависимости от толщины слоя льда, количества и начальной

Таблица 7.21

Свойства насыщенных паров аммиака и фреона 12

Температура t в $^{\circ}\text{C}$	Абсолютное давление p в кг/см^2	Удельный объем		Энтальпия		Теплота парообразования r в ккал/кг
		жидкости v' в л/кг	пара v'' в $\text{м}^3/\text{кг}$	жидкости i' в ккал/кг	пара i'' в ккал/кг	
А м м и а к						
-10	2,97	1,53	0,42	89,03	398,67	309,64
-8	3,22	1,54	0,388	91,21	399,27	308,06
-6	3,48	1,546	0,36	93,4	399,85	306,45
-4	3,76	1,553	0,334	95,59	400,42	304,83
-2	4,06	1,559	0,311	97,79	400,98	303,19
+0	4,38	1,566	0,290	100,0	401,42	301,52
+1	4,55	1,569	0,280	101,10	401,78	300,68
Ф р е о н 12						
-6	2,57	0,7077	0,0685	98,67	136,32	37,65
-4	2,753	0,7107	0,0643	99,11	136,54	37,43
-2	2,944	0,7143	0,0603	99,53	136,77	37,21
+0	3,146	0,7173	0,0567	100,0	136,99	36,99
+2	3,468	0,722	0,0517	100,45	137,21	36,76
+4	3,58	0,724	0,0501	100,9	137,43	36,53

Г. КОМПРЕССОРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ СТАНЦИИ

При невозможности или экономической нецелесообразности использования естественных источников холода следует применять холодильные установки:

а) фреоновые поршневые при максимальной потребности в холоде до 3 млн. ккал/ч;

б) фреоновые центробежные — от 1 млн. ккал/ч и более;

в) аммиачные поршневые установки холодопроизводительностью от 150 тыс. ккал/ч до 10 млн. ккал/ч и центробежные от 9 млн. ккал/ч и более только для промышленных предприятий.

Режим работы холодильной машины определяется температурами:

t_0 — температура испарения холодильного агента в град, которая принимается исходя из условий работы системы кондиционирования воздуха;

t_k — температура конденсации в град, которая принимается на 3—4° выше температуры воды, уходящей из конденсаторов;

t_n — температура переохлаждения агента в град, которая принимается на 1—2° выше начальной температуры воды, подаваемой в конденсаторы.

Сравнивать холодильные машины между собой следует приводя их производительность к одной из «сравнительных температур»:

стандартные $t_0 = -15^\circ$; $t_k = +30^\circ$; $t_n = +25^\circ$;

плюсовые фреоновые для кондиционирования воздуха $t_0 = +5^\circ$; $t_k = +35^\circ$; $t_n = +30^\circ$;

нормальные (применяются редко) $t_0 = -10^\circ$; $t_k = 25^\circ$; $t_n = 15^\circ$.

Основные данные о холодильных компрессорных станциях, работающих на фреоне 12 и аммиаке, приведены в табл. 7.22 и 7.23.

Таблица 7.22

Основные данные о холодильных компрессорных станциях, работающих на фреоне 12 при температуре испарения $+2^\circ$ и температуре конденсации $+35^\circ$, по материалам ВНИИХолодмаша

Холодопроизводительность в тыс. ккал/ч		Тип машины	Число оборотов в 1 мин	Количество машин	Мощность в кВт		Расход воды на конденсаторы при подогреве 5° в м ³ /ч	Площадь, занимаемая установкой, в машзале в м ²	Степень автоматизации установки
станции	одной машины				потребляемая	установленная			
60 90 89 133,5	30 30 44,5 44,5	ХМФВ20 ХМФВ20 ХМФВ20 ХМФВ20	960 960 1440 1440	2 3 2 3	14 21 21 31,5	20 30 28 42	16 24 24 36	48 75 48 75	Полностью автоматизированная с автоматической защитой, надзор периодический
120 180 196 294	60 60 98 98	ХМФУ40 ХМФУ40 ХМФУ40 ХМФУ40	960 960 1440 1440	2 3 2 3	28 42 41 62	40 60 56 84	31 47 47 70	60 78 60 78	То же
240 360 340 510	120 120 170 170	ХМФУУ80 ХМФУУ80 ХМФУУ80 ХМФУУ80	960 960 1400 1400	2 3 2 3	56 84 90 135	80 84 110 165	55 83 93 140	60 108 60 108	»
580 870 780 1170	290 290 390 390	ФУ175 ФУ175 ФУ175 ФУ175	720 720 960 960	2 3 2 3	146 204 182 273	150 225 200 300	135 280 185 275	144 162 144 162	Пуск установки вручную, останов автоматический. Автоматически поддерживает температуру охлаждаемой воды. Имеет автоматическую защиту
1200 380 570	1900 1900 1900	ХТМФ235 ХТМФ235 ХТМФ235		1 2 3	640 1280 1920	800 1600 2400	485 970 1455	324 360 540	
7200 10800 14400 18000 21600 28800	3600 3600 3600 3600 3600 3600	ХТМ2-1-4000 ХТМ2-1-4000 ХТМ2-1-4000 ХТМ2-1-4000 ХТМ2-1-4000 ХТМ2-1-4000		2 3 4 5 6 8	2720 4080 5440 6800 8160 10880	3000 4500 6000 7500 9000 12000	1900 2850 3800 4750 5700 7600	360 540 864 1080 1188 1440	То же

Таблица 7.23

Основные данные о холодильных компрессорных станциях, работающих на аммиаке при температуре испарения 0° и температуре конденсации +35° (по материалам ВНИИХолодмаша)

Холодопроизводительность в тыс. ккал/ч		Тип машины	Число оборотов в 1 мин	Количество машин в шт.	Мощность в кВт		Расход воды на конденсаторы при подогреве на 5° в м³/ч	Испаритель кожухотрубный		Конденсатор кожухотрубный		Площадь, занимаемая установкой, в м²		Степень автоматизации
станций	одной машины				потребляемая	установленная		марка	штук	марка	штук	машзал	площадь	
370	185	АВ-100	960	2	92	110	90	90 ИКТ	1	140 ктг	1	54	65	Пуск вручную, останов автоматический. Автоматически поддерживает температуру охлаждаемой воды
580	290	АУ-200	720	2	136	150	140	140 ИКТ	1	180 ктг	1	54	65	
870	290	АУ-200	720	3	204	225	200	180 ИКТ	1	140 ктг	2	72	120	
1180	590	АУУ-400	720	2	270	320	280	140 ИКТ	2	180 ктг	2	90	120	
1770	590	АУУ-400	720	3	405	480	420	250 ИКТ	2	300 ктг	2	108	144	
2360	590	АУУ-400	720	4	540	640	570	180 ИКТ	3	250 ктг	3	180	160	
2340	780	АУУ-400	960	3	522	600	560	180 ИКТ	3	250 ктг	3	108	180	
3120	780	АУУ-400	960	4	696	800	720	180 ИКТ	4	250 ктг	4	180	180	
2300	1150	АО-600	—	2	470	640	530	300 ИКТ	2	300 ктг	2	288	168	
3450	1150	АО-600	—	3	705	960	800	300 ИКТ	2	300 ктг	2	360	216	Ручное управление
4170	2250	АО-1200	—	2	940	1 260	975	600 ИКТ	2	600 ктг	2	288	168	
6300	2250	АО-1200	—	3	1 410	1 890	1 465	600 ИКТ	3	600 ктг	3	360	200	
8350	2250	АО-1200	—	4	1 880	2 520	1 950	600 ИКТ	4	600 ктг	4	432	330	
10 450	2250	АО-1200	—	5	2 350	3 150	2 440	600 ИКТ	4	600 ктг	5	504	400	
12 500	2250	АО-1200	—	6	2 820	3 780	2 925	600 ИКТ	5	600 ктг	6	575	460	
9 400	4700	ТКА-735	—	2	2 860	3 000	2 500	600 ИКТ	4	800 ктг	2	432	216	
14 100	4700	ТКА-735	—	3	4 290	4 500	3 750	600 ИКТ	6	800 ктг	3	540	338	
18 800	4700	ТКА-735	—	4	5 720	6 000	5 000	600 ИКТ	8	800 ктг	4	756	455	
23 500	4700	ТКА-735	—	5	7 150	7 500	6 250	600 ИКТ	10	800 ктг	5	864	552	Пуск и останов вручную. Параметры поддерживаются автоматически. Имеется автозащита
28 200	4700	ТКА-735	—	6	8 580	9 000	7 500	600 ИКТ	12	800 ктг	6	972	702	
32 900	4700	ТКА-735	—	7	10 010	10 500	8 750	600 ИКТ	14	800 ктг	7	1080	783	
37 600	4700	ТКА-735	—	8	11 440	12 000	10 000	600 ИКТ	16	800 ктг	8	1292	936	

Д. ПАРОЭЖЕКТОРНЫЕ И АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ СТАНЦИИ

Холодильные установки с парозежекторными машинами требуют малых первоначальных затрат, но стоимость эксплуатации высока. Их следует применять при малом числе часов работы в течение года (до 1000 ч), наличии дешевого пара давлением не менее 6 кг/см² для мелких и средних машин и не менее 1 кг/см² для крупных машин с барометрическими конденсаторами, при наличии дешевой охлаждающей воды для конден-

саторов и в случаях, когда требуется снижение вибраций и динамических нагрузок на строительные конструкции.

Основные данные о холодильных станциях с парозежекторными машинами приведены в табл. 7.24 (по данным ВНИИХолодмаша).

Абсорбционные холодильные машины работают на бинарных смесях, которые при равном давлении имеют резко отличающиеся температуры кипения, причем более легкокипящий компонент служит холодильным агентом, а труднокипящий — абсорбентом.

Таблица 7.24

Основные данные о холодильных парозежекторных станциях (по материалам ВНИИХолодмаша)

Холодопроизводительность в тыс. ккал/ч		Тип машины	Количество машин в шт.	Температура воды в град	Количество охлаждаемой воды в м³/ч	Давление пара в кг/см²	Расход пара в кг/ч	Температура охлаждающей воды в град	Расход охлаждающей воды в м³/ч	Площадь под установку в м²	Мощность в кВт	
станций	одной машины										расходуемая	установленная
290	290	5—Э₁	1	4	175	6	1 800	24	300	108	16	20
580	290	5—Э₁	2	4	350	6	2 750	28	300	168	32	40
870	290	5—Э₁	3	4	525	6	3 600	24	600	216	48	60
970	970	11—Э	1	13	125	1	5 500	28	900	324	11	14
						7	5 400	24	174	60		
1940	970	11—Э	2	13	250	1	7 400	38	—	—		
						7	400*	—	—	—		
2910	970	11—Э	3	13	375	1	14 800	38	3480	90	13	20
						7	800*	—	—	—		
3870	970	11—Э	4	13	500	1	22 200	38	5220	130	21	34
						7	1 200*	—	—	—		
						7	29 600	38	6960	150	26	40
						7	1 600*	—	—	—		
3970	2000	12—Э	2	9	700	6,5	25 000	30	3200	288	185	220
5955	2000	12—Э	3	9	1050	6,5	37 500	30	4800	432	208	265
7940	2000	12—Э	4	9	1400	6,6	50 000	30	6400	576	330	440

* Пар для вспомогательных эжекторов.

Бромистолитиевые абсорбционные установки рекомендуются при максимальных потребностях в холоде 150 тыс. ккал/ч и более при наличии дешевого тепла в виде пара давлением 0,7 кг/см² и выше или горячей воды с температурой 75°С и выше или дешевого газового топлива, а также в случаях, когда требуется снижение вибраций или уменьшение динамических нагрузок на строительные конструкции.

Абсорбционные бромистолитиевые установки экономичней парожекторных по расходу тепла (в 4 раза меньше, чем парожекторные) и воды для охлаждения конденсаторов (в 2 раза меньше парожекторных), но характеризуются большой коррозионной активностью хладагента.

Водоаммиачные абсорбционные установки для кондиционирования воздуха применять не рекомендуется.

Е. СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ

Хладоносителем для систем кондиционирования воздуха, как правило, служит вода, а когда требуется глубокое охлаждение воздуха в качестве хладоносителя применяются растворы солей в воде (табл. 7.25 и 7.26), замерзающие при низких температурах, или хладагенты, и в частности фреон.

Таблица 7.25

Свойства растворов хлористого натрия

Удельный вес при 15°С в кг/м ³	Содержание соли в растворе в %	Температура замерзания в °С	Теплоемкость при 0°С в ккал/кг·град	Коэффициент объемного расширения	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^4$ в кг·сек/м ²			
					0°С	-5°	-10°	-15°С
1000	0,1	0	1,001	—	1,8	—	—	—
1010	1,5	-0,9	0,973	0,23	1,82	—	—	—
1020	2,9	-1,8	0,956	0,26	1,84	—	—	—
1030	4,3	-2,6	0,941	0,28	1,86	—	—	—
1040	5,6	-3,5	0,927	0,30	1,88	—	—	—
1050	7	-4,4	0,914	0,32	1,91	—	—	—
1060	8,3	-5,4	0,901	0,34	1,95	2,35	—	—
1070	9,6	-6,4	0,889	0,37	2	2,42	—	—
1080	11	-7,5	0,878	0,38	2,06	2,49	—	—
1090	12,3	-8,6	0,867	0,39	2,12	2,57	—	—
1100	13,6	-9,8	0,857	0,41	2,19	2,66	—	—
1110	14,9	-11	0,848	0,43	2,28	2,77	3,41	—
1120	16,2	-12,2	0,839	0,44	2,37	2,89	3,56	—
1130	17,5	-13,6	0,83	0,46	2,48	3,03	3,75	—
1140	18,8	-15,1	0,822	0,48	2,61	3,18	3,95	4,87
1150	20	-16,6	0,814	0,49	2,74	3,34	4,16	5,11
1160	21,2	-18,2	0,806	0,50	2,88	3,51	4,39	5,38
1170	22,4	-20	0,798	0,51	3,02	3,71	4,65	5,69

В настоящее время наиболее распространенным видом охладителя воздуха, особенно в центральных системах, является камера орошения, поэтому системы холодоснабжения часто зависят от способа присоединения камер орошения к хладоносителю, их числа, от способа получения холода, расположения и расстояния потребителей от источника холода, а также от типа испарителя, если источником холода является холодильная станция.

Присоединение камер орошения к системе холодоснабжения бывает:

а) непосредственное для питания камер холодной водой, поступающей извне по схеме (рис. 7.61, а), с регулированием расхода воды или без него;

Таблица 7.26

Свойства растворов хлористого кальция

Удельный вес при 15°С в кг/м ³	Содержание соли в растворе в %	Температура замерзания в °С	Теплоемкость при 0°С в ккал/кг·град	Коэффициент объемного расширения	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^4$ в кг·сек/м ²		
					0°С	-10°	-15°С
1000	0,1	0,0	1,003	—	1,81	—	—
1010	1,3	-0,6	0,986	—	1,84	—	—
1020	2,5	-1,2	0,968	0,23	1,87	—	—
1030	3,6	-1,8	0,95	0,25	1,9	—	—
1040	4,8	-2,4	0,932	0,26	1,96	—	—
1050	5,9	-3	0,915	0,27	2,02	—	—
1060	7,1	-3,7	0,899	0,28	2,07	—	—
1070	8,3	-4,4	0,882	0,29	2,13	—	—
1080	9,4	-5,2	0,866	0,3	2,2	—	—
1090	10,5	-6,1	0,851	0,31	2,27	—	—
1100	11,5	-7,1	0,836	0,32	2,34	—	—
1110	12,6	-8,1	0,822	0,33	2,43	—	—
1120	13,7	-9,1	0,808	0,35	2,52	—	—
1130	14,7	-10,2	0,795	0,36	2,61	4,14	—
1140	15,8	-11,4	0,782	0,38	2,71	4,3	—
1150	16,8	-12,7	0,77	0,39	2,82	4,45	—
1160	17,8	-14,2	0,758	0,4	2,93	4,6	—
1170	18,9	-15,7	0,747	0,41	3,05	4,76	6,27
1180	19,9	-17,4	0,737	0,42	3,18	4,94	6,44

б) с помощью дополнительного насоса для питания камеры смесью воды, поступающей извне и из поддона камеры, по схеме (рис. 7.61, б) с регулированием пропорции смеси, при переменном расходе воды из системы холодоснабжения и постоянном общем расходе воды, подаваемой к форсункам;

в) с помощью двух дополнительных насосов для питания по двухступенчатому циклу, представленному на рис. 7.61, в;

г) с помощью теплообменного аппарата и дополнительного насоса, включенных в систему орошения по схеме (рис. 7.61, г) или устанавливаемого в поддон камеры в виде змеевика.

Расход воды, поступающей извне, рассчитывается принимая во внимание (см. рис. 7.19):

температуру воды, подаваемой к форсункам $t_{вн}$
 то же, забираемой из поддона $t_{вк}$
 » подаваемой извне $t_{вз}$
 производительность циркуляционного насоса $W' \text{ л/ч}$

На основании тех же данных рассчитывают теплообменные аппараты, приведенные выше.

При задании начальном I_1 и конечном I_2 тепло-содержаниях воздуха, величине эффективности теплообмена E и коэффициента орошения μ кг/кг (п. 7.4) температура воды, подаваемой к форсункам камеры орошения, должна быть равна:

$$t_{вн} = t_r - \frac{I_1 - I_2}{\mu} \cdot \frac{1}{E} \text{ град}, \quad (7.137)$$

а температура воды, забираемой из поддона:

$$t_{вк} = t_{вн} + (t_r - t_{вн}) E \text{ град}. \quad (7.138)$$

В обычных случаях для камер орошения, работающих с эффективностью теплообмена E от 0,75 до 0,95, температура воды, забираемой из поддона $t_{вк}$, для го-

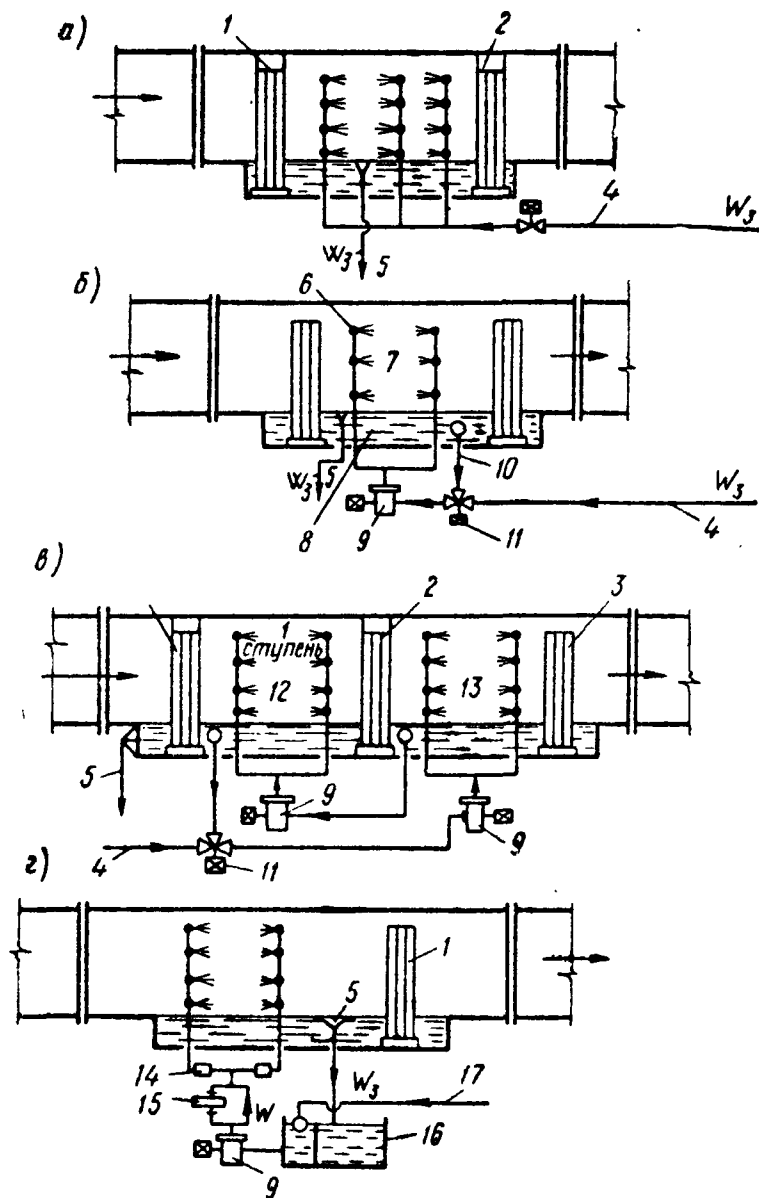


Рис. 7.61. Принципиальные схемы присоединения камер орошения к сетям холодоснабжения

а — непосредственно для питания камер; б и в — с помощью дополнительного насоса; г — с помощью теплообменного аппарата и дополнительного насоса; з — с помощью теплообменного аппарата и дополнительного насоса.

1—3 — сепараторы; 4 — трубопровод холодной воды; 5 — трубопровод отработавшей воды; 6 — форсунки; 7 — камеры орошения; 8 — поддон; 9 — насос; 10 — трубопровод рециркулирующей воды; 11 — трехходовой смесительный клапан; 12 и 13 — первая и вторая ступени камеры орошения; 14 — сетчатый фильтр для воды; 15 — теплообменник; 16 — гравийный фильтр для воды; 17 — водопровод.

ризонтических камер орошения при охлаждении воздуха принимается равной:

$$t_{в.к} = t_t - 1 \text{ град}, \quad (7.139)$$

а при нагреве воздуха

$$t_{в.к} = t_t + 1 \text{ град} \quad (7.139a)$$

температура t_t определяется с помощью $I-d$ -диаграммы влажного воздуха (см. рис. 7.19).

Температура воды, подводимой к форсункам, при заданной температуре $t_{в.к}$ определяется по формулам:

а) при охлаждении воздуха

$$t_{вн} = t_{в.к} - \frac{I_1 - I_2}{\mu} \text{ град}, \quad (7.140)$$

б) при нагревании воздуха

$$t_{вн} = t_{в.к} + \frac{I_1 - I_2}{\mu} \text{ град}. \quad (7.141)$$

Количество воды, подаваемой извне, для камер, работающих на политропических режимах по схеме орошения, приведенной на рис. 7.61, а, б, при ее температуре $t_{в.з}$ равно:

$$W_3 = \frac{Q_{пол}}{(t_{в.к} - t_{в.з}) \gamma} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (7.142)$$

где γ — удельный вес воды (или рассола) в $\text{кг}/\text{м}^3$.

Температуры воды при входе в поверхностные воздухоохладители $t_{вн}$ и при выходе из них $t_{в.к}$ определяются по указаниям, приведенным в п. 7.6. Б и В.

В камерах орошения, работающих с теплообменниками или на режимах адиабатического охлаждения и увлажнения воздуха, необходимо предусматривать пополнение естественной убыли воды, происходящей за счет испарения или утечек.

Пополнение производится через шаровой кран, устанавливаемый в поддоне, или резервуар перед циркуляционным насосом (рис. 7.61, г). Шаровой кран также необходим и для обеспечения зимних режимов в камерах, питаемых летом по схемам (рис. 7.61, б, в).

Количество воды, необходимое для пополнения естественной убыли, следует принимать в зависимости от типа установленных форсунок и производительности циркуляционного насоса W л/ч:

для грубого распыла	$W_3 = 0,01 W$ л/ч
» среднего »	$W_3 = 0,02 W$ »
» тонкого »	$W_3 = 0,03 W$ »

Магистрали стока воды из камер орошения, присоединяемые к переливным устройствам, должны обеспечивать сброс поступающих расходов воды W_3 .

Ответвления от поддона данного кондиционера до магистрали при снабжении по схемам, показанным на рис. 7.61, б, в, г, следует проверять на кратковременный пропуск количества воды, равного полной производительности циркуляционного насоса W л/ч, а при питании кондиционеров — по схеме 7.61, а или через шаровой кран на полную пропускную способность трубы, подведенной к форсункам или к шаровому крану.

Вода, рециркулирующая в системе орошения и подаваемая извне, должна подвергаться фильтрации при помощи сетчатых фильтров, а при возможности загрязнения ее волокнистой пылью — при помощи гравийных или песочных фильтров.

Схема снабжения холодной водой небольшой группы камер орошения, расположенной вблизи холодильной станции, имеющей закрытый испаритель, показана на рис. 7.62; двоянный бак должен быть расположен ниже поддонов камер орошения, так как вода из поддона поступает в бак самотеком. Ось насосов кондиционера и холодильной станции должна быть ниже уровня воды в баке. Насосы работают с постоянным расходом воды.

Схема снабжения холодной водой большого числа кондиционеров показана на рис. 7.63. При сокращении потребности в холодной воде трехходовые клапаны 3 или проходные клапаны 13 прикрывают ее поступление из трубопровода: давление в трубопроводе поднимается и датчик 7 открывает клапан 6, спуская неиспользуемую воду в бак. Благодаря этому насос на холодильной станции работает с постоянным расходом воды.

Закрытая система холодоснабжения холодной водой и рассолами осуществляется по схеме, представленной на рис. 7.64. Уменьшение расхода воды в системе след-

ственные действия проходных регулирующих клапанов должно компенсироваться регулятором давления и клапаном, пропускающим хладоноситель по обводной линии. Сокращение общего количества хладоносителя, циркулирующего через испаритель, может привести к замораживанию.

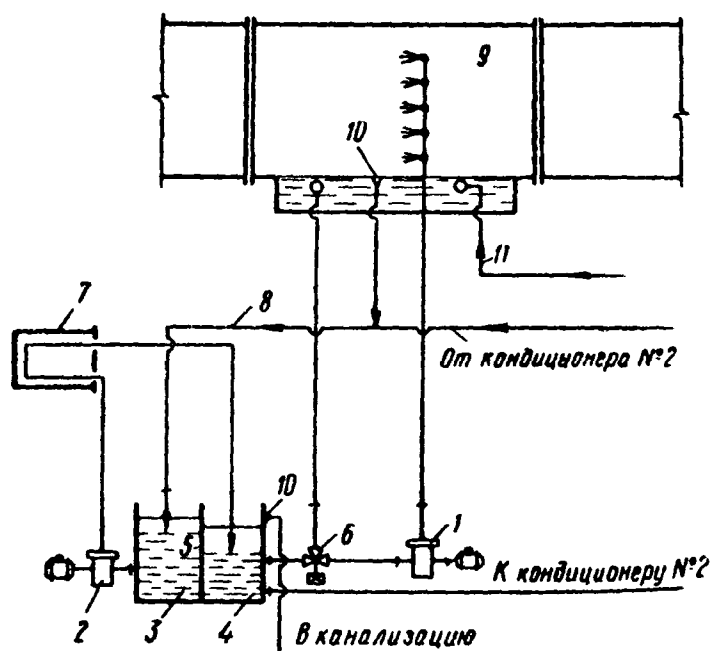


Рис. 7.62. Схема снабжения холодной водой небольшой группы камер орошения, расположенной вблизи холодильной станции

1 — насос камеры орошения; 2 — насос холодильной станции; 3 — бак с отработанной водой; 4 — бак с холодной водой; 5 — внутренняя перегородка; 6 — трехходовой клапан; 7 — испаритель холодильной станции; 8 — самотечный трубопровод; 9 — камера орошения; 10 — перелив; 11 — питание водопроводной водой через шаровый клапан

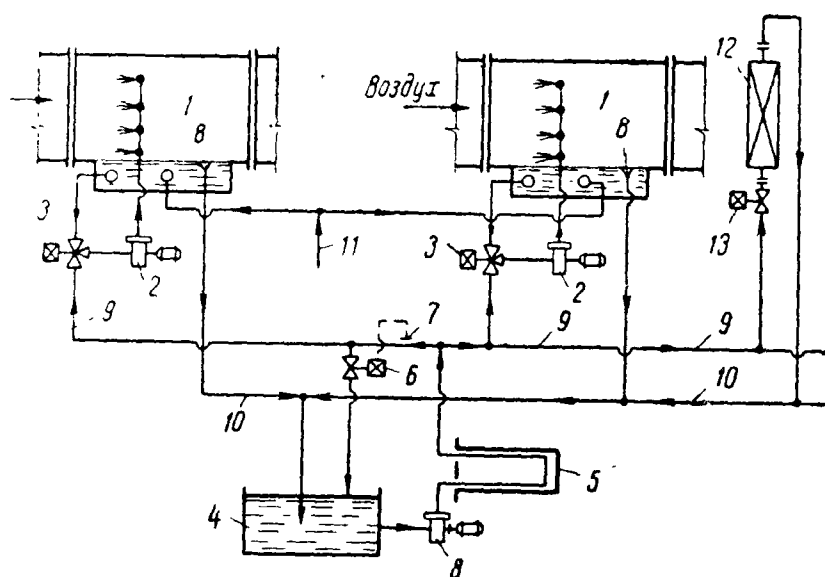


Рис. 7.63. Схема снабжения камер орошения холодной водой при большом числе кондиционеров

1 — камеры орошения; 2 — насосы кондиционеров; 3 — трехходовые клапаны; 4 — бак для воды на холодильной станции; 5 — испаритель холодильной станции; 6 — проходной клапан; 7 — регулятор давления; 8 — переливные трубы из поддонов кондиционеров; 9 — напорный трубопровод холодной воды; 10 — самотечный трубопровод; 11 — питание водопроводной водой через шаровые краны; 12 — воздухоохладитель; 13 — проходной клапан

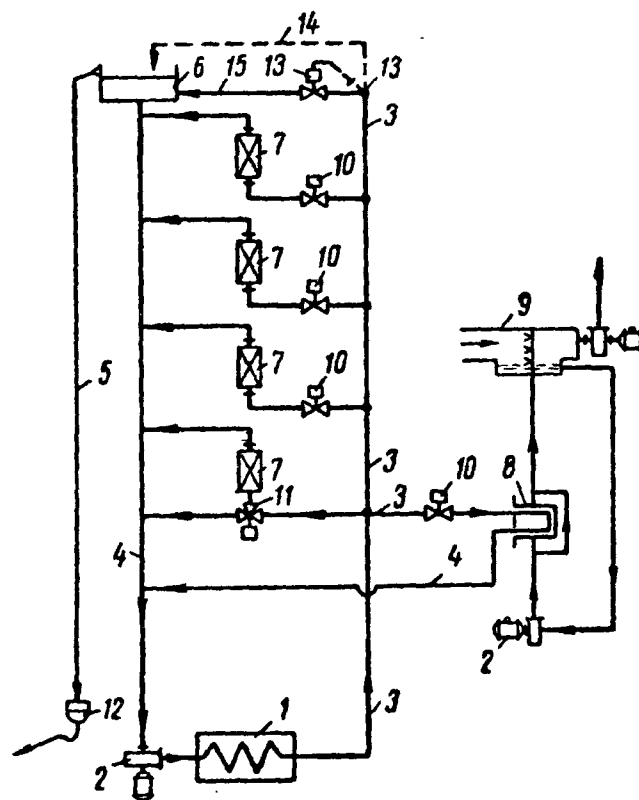


Рис. 7.64. Закрытая система холодоснабжения

1 — испаритель холодильной станции; 2 — насос; 3 — подающий трубопровод; 4 — обратный трубопровод; 5 — переливная труба; 6 — расширитель; 7 — поверхностный воздухоохладитель; 8 — камера орошения кондиционера; 9 — проходной регулирующий клапан; 10 — трехходовой регулирующий клапан; 11 — раковина; 12 — регулятор давления; 13 — воздушная линия; 14 — перепускной трубопровод

Ж. ВОДЯНЫЕ АККУМУЛЯТОРЫ ХОЛОДА

Водяные аккумуляторы рассчитываются исходя из потребности систем кондиционирования воздуха в холоде в течение расчетных суток, в то время как расчет максимальной потребности холода ведется на основании часовой потребности при расчетных параметрах наружного воздуха, регламентируемых СНиП II-Г.7-62, п. 2.20 и 4.08.

В среднем в течение суток наиболее высокая температура и теплосодержание воздуха приходятся на 15 ч; к ним и относят расчетные параметры, а сутки, которые характеризуются этими условиями, называют расчетными.

Системы кондиционирования воздуха, подающие в помещение постоянные количества обработанного наружного воздуха или смеси наружного и рециркуляционного воздуха, если последний подмешивается в кондиционере до камеры орошения или до воздухоохладителя, в дальнейшем называют системами *первого типа*. Потребность в холоде для этих систем не зависит от изменений избытков тепла в помещениях, так как уменьшение теплоизбытков компенсируется подогревом воздуха в калориферах второго или местного подогрева. Она изменяется только с изменением количества и параметров наружного воздуха, обрабатываемого в кондиционере, и зависит от продолжительности работы системы в течение расчетных суток.

Системы кондиционирования воздуха, которые изменяют количество воздуха, подаваемого в помещения, в зависимости от изменений избытков тепла в помещениях периодически полностью выключаются или изменяют количество воздуха, поступающего на вторую рециркуляцию, называют *системами второго типа*.

Потребность в холоде систем второго типа изменяется с изменением количества и параметров обрабатываемого наружного воздуха в зависимости от колебания избытков тепла в обслуживаемых помещениях

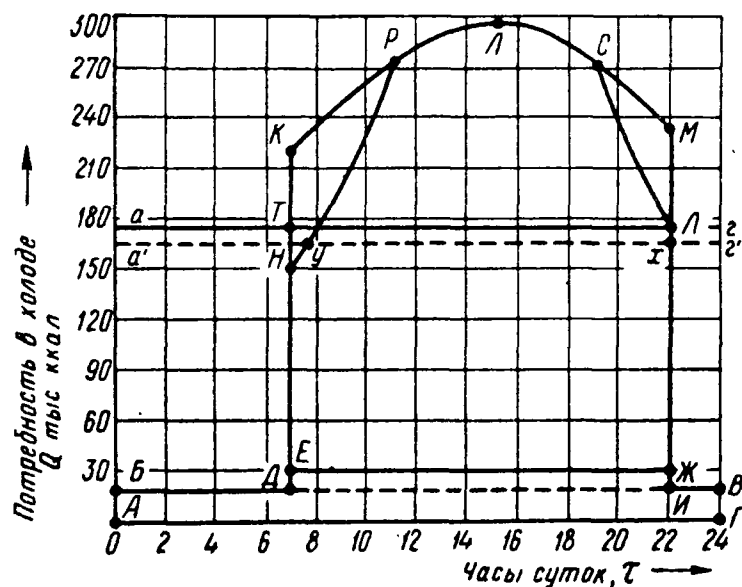


Рис. 7.65. Почасовой график расхода холода системами кондиционирования воздуха

и от продолжительности работы системы в течение расчетных суток.

Для определения суточного расхода холода строится почасовой график в координатах τ и Q (рис. 7.65) в виде кривой *АБДЕКЛМЖИВГ* для системы с кондиционером первого типа, и кривой *АБДЕНРЛСПЖИВГ* для системы с кондиционером второго типа, где Q — часовые расходы холода в ккал/ч и τ — время в часах расчетных суток.

Планиметрируя площадь, ограниченную полученной кривой (рис. 7.65), находят общий расход холода $Q_{\text{сут}}$ в течение расчетных суток.

Минимальная полезная производительность холодильной станции, работающей с аккумуляцией холода, равна:

$$Q_{\text{х.ст}} = \frac{Q_{\text{сут}}}{P} \text{ ккал/ч}, \quad (7.143)$$

где P — продолжительность работы холодильной станции в течение суток; допускается принимать $P=24$ ч, если круглосуточная работа станции с полной нагрузкой продолжается не более 7 суток подряд; при более продолжительных периодах принимать $P \leq 22$ ч.

Полная производительность холодильной станции $Q_{\text{х.пол}}$ определяется с учетом поступлений тепла (потери холода):

$\Delta Q_{\text{хл}}$ — за счет теплопередачи в сети хладоносителя и работы насосов системы холодоснабжения в ккал/ч ;

$\Delta Q_{\text{хд}}$ — за счет теплопередачи в сети и аппаратуре, по которой проходит хладагент, в ккал/ч ;

$$Q_{\text{х.пол}} = Q_{\text{х.ст}} + \Delta Q_{\text{хл}} + \Delta Q_{\text{хд}} = K_{\text{п}} Q_{\text{х.ст}} \quad (7.144)$$

Суммарные поступления тепла (потери холода) для ориентировочных расчетов (п. 7.9 «А») следует учиты-

вать, деля их между величинами $\Delta Q_{\text{хл}}$ и $\Delta Q_{\text{хд}}$ с помощью формул:

$$\Delta Q_{\text{хл}} = 0,4 (K_{\text{п}} - 1) Q_{\text{х.ст}}; \quad (7.145)$$

$$\Delta Q_{\text{хд}} = 0,6 (K_{\text{п}} - 1) Q_{\text{х.ст}}. \quad (7.146)$$

Величину $K_{\text{п}}$ принимать в зависимости от полезной производительности станции от 1,07 до 1,2 см. п. 7.9А.

Величина полезной производительности холодильной станции $Q_{\text{х.ст}}$, найденная по формуле (7.143), откладывается на ординате графика на рис. 7.65, затем проводится прямая, например *аг* — для системы с кондиционером первого типа или *а'г'* для системы с кондиционером второго типа.

Количество холода, которое может быть аккумуляровано, определяется площадью $Q_{\text{ак}}$, ограниченной сверху кривой расхода холода, а снизу — прямой, определяющей полезную часовую производительность холодильной станции $Q_{\text{х.ст}}$, т. е. площадью *ТКЛМП* для системы с кондиционером первого типа или площадью *УРЛСПХ* для системы с кондиционером второго типа.

Аккумуляторы холода включаются в сеть холодоснабжения по схеме (рис. 7.66) последовательного или параллельного (рис. 7.67) присоединения.

При последовательном присоединении аккумулятора насосы $1'$ и $1''$ нагнетают воду с температурой t и t'' в форсунки $2'$ камеры орошения и в воздухоохладитель $2''$, откуда она поступает с приблизительно по-

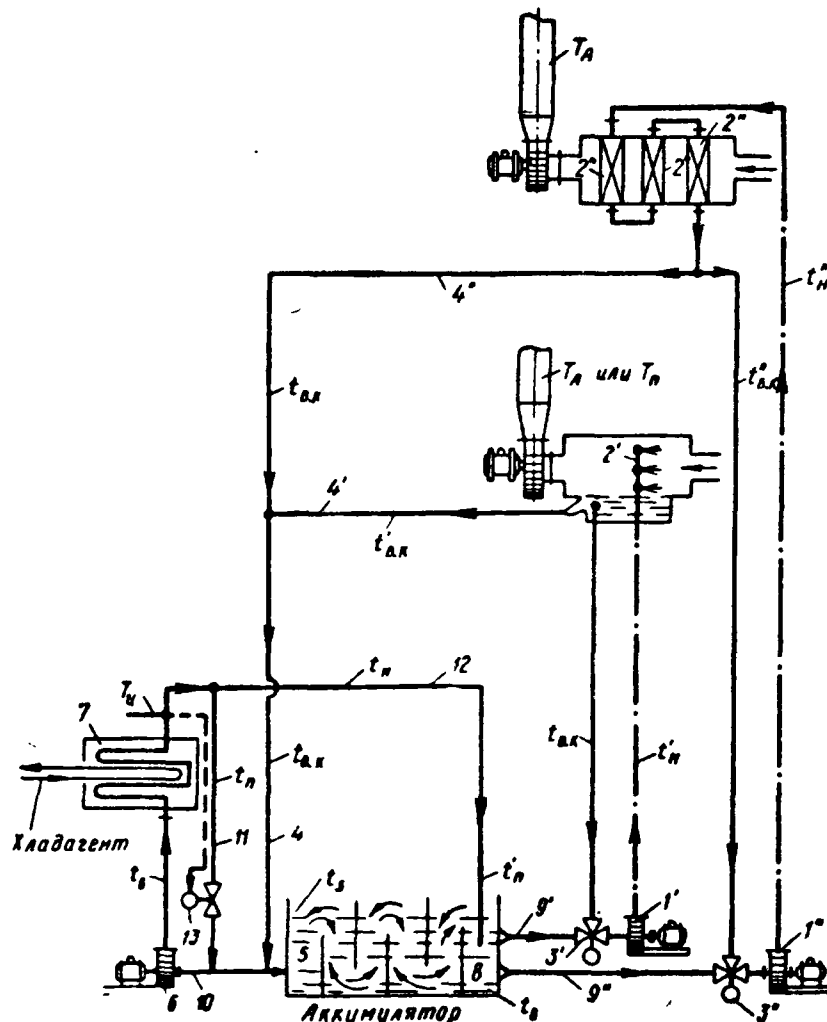


Рис. 7.66. Схема работы системы холодоснабжения с последовательно включенным аккумулятором холода

$1', 1''$ — насосы; $2'$ — форсунки; $2''$ — воздухоохладитель; $3', 3''$ — трехходовой смесительный клапан; $4', 4'', 4$ — трубопроводы; 5 — отсек; 6 — насос; 7 — испаритель; 8 — отсек; $9', 9'', 10, 11, 12$ — трубопроводы; 13 — клапан

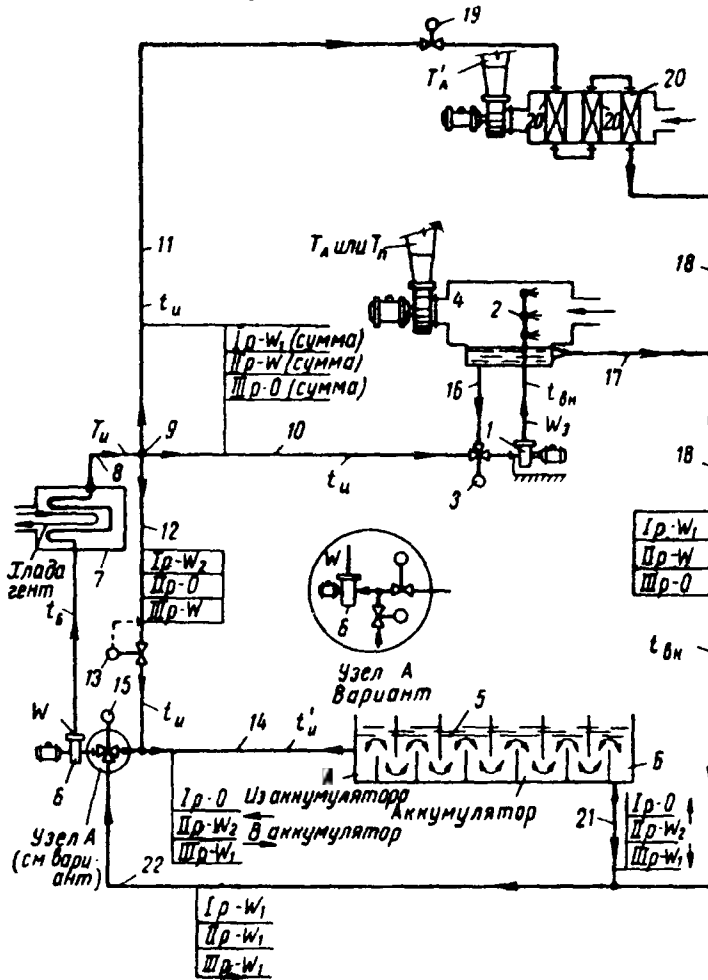


Рис. 7.67. Схема работы системы холодоснабжения с параллельно включенным аккумулятором холода

1 — насос; 2 — форсунки; 3 — трехходовой смесительный клапан; 4 — камера орошения; 5 — аккумулятор холода; 6 — насос; 7 — испаритель; 8 — трубопровод; 9 — узел; 10, 11, 12 — трубопроводы; 13 — регулятор давления; 14 — коллектор; 15 — трехходовой клапан; 16, 17, 18 — трубопроводы; 19 — проходной клапан; 20 — воздухоохладители; 21, 22 — трубопровод

стоянной температурой $t'_{в.к}$ и $t''_{в.к}$ к трехходовому смесительному клапану 3'—3'' или по трубопроводу 4', 4'' и 4 в трубопровод 10, а затем частично в отсек 5 тепловой воды аккумулятора или к насосу 6, который нагнетает воду в испаритель 7, где она охлаждается. Затем вода по трубопроводу 12 поступает в отсек 8 аккумулятора или по трубопроводу 11 через клапан 13 в трубопровод 10 и далее к насосу 6.

Клапан 12 управляется терморегулятором T_n , обеспечивающим постоянство температуры воды за испарителем на заданном уровне.

Температуры воды t_n и t''_n , непосредственно потребляемой кондиционерами, зависят от нагрузки на воздухоохладители. Они регулируются клапанами 3' и 3'', управляемыми терморегуляторами T_A или T_n .

В отсеке 8 полностью разряженного аккумулятора температура воды не должна подниматься выше $t_{в.макс}$, которая нужна для работы кондиционера, потребляющего воду наиболее низкой температуры:

$$t_{в.макс} = t_{в.к} - \frac{q_{мин}}{q_{макс}} \Delta t_{в.к}$$

где $q_{мин}$ — минимальная нагрузка кондиционера, потребляющего наиболее холодную воду в момент максимальной разрядки аккумулятора, в ккал/ч;

$q_{макс}$ — максимальная нагрузка того же кондиционера в ккал/ч;

$\Delta t_{в.к} = t_{в.к} - t_{в.н}$ — разность температур воды в кондиционере при максимальной нагрузке в град;

$t_{в.к}$ — температура воды при выходе из кондиционера в град;

$t_{в.н}$ — температура воды при входе в кондиционер при максимальной нагрузке в град.

Средняя температура воды в незаряженном аккумуляторе равна:

$$t_{н.а} = \frac{t_{в.к} + t_{в.макс}}{2} \text{ град}, \quad (7.147)$$

а разность температур между 8 и 5 отсеками незаряженного аккумулятора равна:

$$\Delta t_{ак} = t_{в.к} - t_{в.макс} \text{ град}. \quad (7.148)$$

Средняя температура воды заряженного аккумулятора равна:

$$t_{за} = t'_n + \Delta t'_n - \frac{\Delta t_{ак}}{2} \text{ град}, \quad (7.149)$$

где $\Delta t'_n = t'_6 - t'_n$ — разность температур воды до и после испарителя холодильной установки в град (рис. 7.66).

Полезная емкость аккумулятора должна быть равна:

$$V_{ак} = \frac{Q_{ак}}{1000 (t_{н.а} - t_{за})} \text{ м}^3, \quad (7.150)$$

где $t_{н.а}$ и $t_{за}$ — температура, определяемая по формулам (7.147) и (7.149).

Объем бака для аккумулятора холода до уровня установки переливной трубы должен быть больше потребной полезной емкости на объем воды, содержащейся в трубопроводах и теплообменниках, расположенных выше уровня воды в аккумуляторе, так как эта вода может слиться в бак в момент остановки насосов и не должна уйти в канализацию.

$$V_{пол} = V_{ак} + V_{тр} \text{ м}^3. \quad (7.151)$$

Для уменьшения размеров аккумуляторов, включаемых по схеме на рис. 7.66, температуру воды, подаваемую в воздухоохладители, следует назначать возможно более высокой из тех, которые необходимы для обеспечения заданного режима.

Производительность насоса 6 (рис. 7.66) зависит от типа и размеров испарителей, установленных на холодильной станции, в поперечном сечении которых должна быть обеспечена соответствующая скорость воды для создания условий надлежащего теплообмена, и от производительности холодильной станции $Q_{х.ст.}$, но минимальная производительность насоса 6 равна:

$$W_n = \frac{Q_{х.ст.} + \Delta Q_{хл}}{1000 \Delta t_n} = [1 + 0,4 (K_n - 1)] \frac{Q_{х.ст.}}{1000 \Delta t_n} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.152)$$

При параллельном присоединении аккумулятора холода (по схеме на рис. 7.67) насос 6 подает в испаритель 7 холодильной станции постоянное количество воды, соответствующее максимальной часовой потреб-

ности $W_{\text{макс}}$ м³/ч присоединенных воздухоохладителей. Вода постоянно охлаждается до возможно более низкой температуры t_n и по трубопроводу 8 подводится к узлу 9, из которого она может направиться к потребителям по трубопроводам 10 и 11 или по трубопроводу 12, через регулятор давления «до себя» 13, к коллектору 14, из которого далее к насосу 6 через трехходовой клапан 15 или в аккумулятор холода 5. Трехходовой клапан 15 управляется терморегулятором T_n , установленным в трубопроводе 8 и поддерживающим постоянную температуру воды, выходящей из испарителя.

Вода, поступающая по трубопроводу 10, через трехходовой смесительный клапан 3 направляется к насосу 1 кондиционера и разбрызгивается через форсунки 2, а затем из поддона забирается на частичную рециркуляцию по трубопроводу 16 или по трубопроводу 17 уходит через перелив в магистраль 18, куда попадает также вода, поступающая по трубопроводу 11 через проходной клапан 19, и воздухоохладители поверхностного типа 20.

Если клапаны 3 и 19 частично закрывают проход для холодной воды, давление в узле 9 поднимается и регулятор давления «до себя» 13 отводит часть воды по трубопроводу 12, из которого вода может попасть через трехходовой клапан 15 вновь к насосу 6 или по ответвлению 14 в холодный отсек А аккумулятора 5.

Параллельное включение аккумулятора в систему холодоснабжения обеспечивает непосредственное снабжение потребителей холодной водой, прошедшей испарители и имеющей постоянную низкую температуру, что выгодно отличает способ параллельного присоединения аккумулятора (рис. 7.67) от последовательного (рис. 7.66). Значительно сокращаются также сечения трубопроводов, разводящих холодную воду к потребителям.

Если заряженный аккумулятор холода, включенный по схеме на рис. 7.67, будет наполнен холодной водой с постоянной температурой $t_{\text{н.град}}$, а разряженный — водой с температурой $t_{\text{в.к}}$, то теоретически потребная емкость параллельно присоединенного аккумулятора равна:

$$V_m = \frac{Q_{\text{ак}}}{1000 (t_{\text{в.к}} - t'_n)} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.153)$$

Практически в отсеках аккумулятора будет происходить перемешивание холодной воды, поступающей по трубопроводу 14, с теплой водой $t_{\text{в.к}}$, которой наполнен аккумулятор до начала зарядки.

Температура воды в n -м отсеке аккумулятора после полного цикла зарядки, за который в аккумулятор поступит W_A м³ воды с температурой t'_n , будет равна:

$$t_n \approx \frac{t'_n + t_{\text{в.к}} (2^n - 1)}{2^{m+n}} + \frac{t_{\text{в.к}} (2^m - 1) + t'_n (2^m - 1)^2}{2^{2m}}. \quad (7.154)$$

Здесь

$$m = \frac{W_A}{V_n} n \approx \frac{W_A}{V_m} n; \quad (7.155)$$

V_n — полезная емкость аккумулятора определяется по формуле (7.156) после вычисления t_n по формуле (7.154), поэтому практически вычисления m следует ограничи-

вать приблизительным результатом, пользуясь теоретической емкостью V_m вместо V_n .

Задавшись числом отсеков аккумулятора n , следует найти среднюю температуру воды заряженного аккумулятора $t_{\text{н.ср}}$ как полусумму температур в первом и последнем (n -м) отсеках или (что более точно) как среднюю из температур во всех отсеках, определяемых по формуле (7.154).

Полезная емкость параллельно присоединенного аккумулятора равна:

$$V_n = \frac{Q_{\text{ак}}}{1000 (t_{\text{к.ср}} - t_{\text{н.ср}})} \text{ м}^3, \quad (7.156)$$

$$\text{где } t_{\text{к.ср}} = t_{\text{в.к}} - (t_{\text{н.ср}} - t'_n) \text{ град.}$$

Производительность насоса 6 при присоединении по схеме на рис. 7.67 должна быть равна

$$W_n = \frac{\Delta Q_{\text{хл}} + q_{\text{макс}}}{1000 \Delta t_n} = \frac{q_{\text{макс}} + 0,4 (K_n - 1) Q_{\text{х.ст}}}{1000 \Delta t_n} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.157)$$

где $q_{\text{макс}}$ — максимальная часовая потребность в холоде, определяемая для 15 ч при $\delta = 0$;
 K_n — коэффициент, примененный для формулы (7.144);
 $\Delta t_n = t_{\text{в}} - t_{\text{н}}$ — разность температуры воды до и после испарителя холодильной станции в град.

Пример 7.8. Рассчитать аккумулятор холода для системы кондиционирования воздуха, имеющей максимальную производительность 100 000 кг/ч воздуха. Система работает 15 ч в сутки с 7 до 22 ч.

Температура воды, подводимой к кондиционеру при полной нагрузке, 11° С. Температура воды, стекающей из кондиционера, постоянна (не зависит от нагрузки) и равна -13° С.

Поступления тепла через стенки аккумулятора холода ориентировочно составляют 20 000 ккал/ч (требуется уточнения).

Потребность в холоде по часам суток для систем с кондиционерами первого типа представлена площадью, ограниченной линией АБДЕКЛМИВГ на рис. 7.65, причем прямоугольник АБВГ представляет потери холода в аккумуляторе q_a , прямоугольник ДЕЖИ — потери в насосе кондиционера, а площадь ЕКЛМЖ — расходы холода, связанные с обработкой воздуха в кондиционере.

Планиметрируя площадь, ограниченную кривой АБДЕКЛМНЖИВГ, находим, что суточный расход холода для системы равен $Q_{\text{сут}} = 4211200$ ккал/сутки, а полезная производительность холодильной станции, работающей 24 ч в сутки, должна быть равна (7.143):

$$\frac{4211200}{24} = 175460 \text{ ккал/ч.}$$

Полезная производительность холодильной станции представлена прямоугольником АааГ на рис. 7.65, а с учетом потерь холода при его производстве (7.144) равна: $1,12 \cdot 175460 = 196500$ ккал/ч вместо $(2,64 \cdot 100000 - 10000) \cdot 1,12 = 306900$ ккал/ч, т. е. составляет 65% производительности холодильной станции, не имеющей аккумулятора.

Полезная производительность станции 175460 ккал/ч меньше потребной в первый час работы кондиционера 222740 ккал/ч, следовательно, аккумулятор начнет расходовать холод одновременно с пуском кондиционера в 7 ч утра.

Количество холода, которое должно быть аккумулятировано, для системы находим, планиметрируя площадь ТКЛМП; оно равно 1579300 ккал.

Принимаем аккумулятор с параллельным включением (рис. 7.67) в сеть холодоснабжения. Тогда производительность насоса 6, подающего воду в испаритель (7.157), равна:

$$\frac{294020 + 0,4 (1,12 - 1) 175460}{4 \cdot 1000} = 75,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Поступления тепла в сеть хладоносителя равны (7.145) $0,4(1,12 - 1)175460 = 8420$ ккал/ч, поэтому вода, охлажденная в испарителе до 4° С, при выходе с холодильной станции будет иметь температуру

$$t'_n = t_n + \frac{\Delta Q_{\text{хл}}}{W_n \cdot 1000} = 4 + \frac{8420}{75,5 \cdot 1000} = 4,1^\circ \text{ С.}$$

Теоретически потребная емкость аккумулятора (7.153):

$$\frac{1\,579\,300}{1000(13 - 4,1)} = 177 \text{ м}^3.$$

Зарядка аккумулятора продолжается с 22 до 7 ч (9 ч). За это время насос подаст воды

$$75,5 \times 9 = 680 \text{ м}^3.$$

Испаритель холодильной станции в состоянии охладить подаваемую воду на

$$\frac{175\,460 + 8420}{75,5 \cdot 1000} = 2,4^\circ,$$

т. е. с 6,4 до 4°.

В отсек А аккумулятора (рис. 7.67) поступает вода с температурой 4,1° и из отсека Б выходит с температурой, теоретически равной 13° (при отсутствии перемешивания), следовательно, за цикл зарядки через аккумулятор должно пройти

$$\frac{1\,579\,300}{1000(13 - 4,1)} = 177 \text{ м}^3, \text{ т. е. полная емкость аккумулятора.}$$

Проектируем аккумулятор с $n=5$ отсеками, тогда (7.155) количество смен воды в отсеках выразится величиной

$$m = \frac{177}{177} 5 = 5.$$

Температура воды в отсеке Б (пятый отсек) после зарядки (7.154) будет равна:

$$\frac{4,1 + 13(2^5 - 1)}{2^5 + 5} + \frac{13(2^5 - 1) + 4,1(2^5 - 1)^2}{2^{10}} = 4,6^\circ \text{ С.}$$

а в отсеке А (первый)

$$\frac{4,1 + 13}{2^5} + \frac{13(2^5 - 1) + 4,1(2^5 - 1)^2}{2^{10}} = 4,5^\circ.$$

Средняя температура заряженного аккумулятора

$$\frac{4,6 + 4,5}{2} = 4,55^\circ \text{ С.}$$

Средняя температура разряженного аккумулятора

$$13 - (4,6 - 4,5) = 12,9^\circ \text{ С.}$$

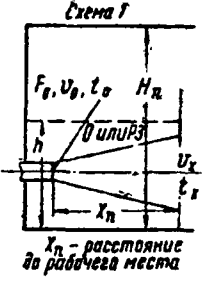
Полезная емкость аккумулятора

$$\frac{1\,579\,300}{1000(12,9 - 4,55)} = 190 \text{ м}^3.$$

Полная емкость аккумуляторов, принимая объем воды, сливающейся в аккумулятор при остановке насосов, равным 10 м³, равна:

$$190 + 10 = 200 \text{ м}^3.$$

Основные схемы подачи притока компактными, плоскими и веерными

Место выпуска воздуха и тип струи	Схемы	№ формулы	Характеристика струи	Типы воздухораспределителя по табл. 8.2
1	2	3	4	5
В пределах рабочей или обслуживаемой зоны		1	Свободная—начальный участок	Решетки 6—9 при параллельных направляющих
		2	Свободная—основной участок	
	Неполная веерная	3	Свободная — начальный участок	Распределитель 13 и решетки 14, 15 с углом $\beta_0 = 45 \div 90^\circ$
		4	Свободная — основной участок	

Глава 8

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ

8.1. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРИТОЧНЫХ
ТУРБУЛЕНТНЫХ СТРУЙ

В технике вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления приточный воздух подается, как правило, турбулентными струями, имеющими температуру ниже или выше, чем температура воздуха помещения, причем развитие этих струй стеснено ограждениями помещения. Такие струи называются неизоэрическими и стесненными. Изотермические струи, имеющие ту же температуру, что и воздух помещения, встречаются только при кондиционировании воздуха (переходные режимы от охлаждения к нагреву помещения).

Компактные приточные струи имеют параллельные векторы скоростей истечения. У веерных струй векторы скоростей истечения между собой составляют некоторый угол.

Скорости воздуха в рабочих зонах, на рабочих местах и в зонах пребывания людей ($v_{\text{норм}}$ м/сек) нормированы СНиП II-Г.7-62, а колебания температур обычно задаются в виде допустимых пределов ($\Delta t_{\text{доп}}$ град) при проектировании кондиционирования воздуха и иногда при вентиляции и отоплении.

Между нормируемыми величинами для скоростей воздуха $v_{\text{норм}}$ и максимальными скоростями в струе v_x , а также между связанными с ними величинами разности температур $\Delta t_{\text{доп}}$ и Δt_x установлена следующая зависимость:

а) если постоянные рабочие места или места постоянного пребывания людей находятся в зоне прямого

воздействия приточной струи, то максимальную скорость воздуха в струе v_x следует принимать за нормируемую, а максимальную разность температур $\Delta t_x = t_{\text{п}} - t_x$ следует принимать за допустимую:

$$v_x = v_{\text{норм}} \text{ м/сек}; \quad (8.1)$$

$$\Delta t_x = \Delta t_{\text{доп}} \text{ град}; \quad (8.2)$$

б) если постоянные рабочие места находятся вне пределов прямого воздействия приточной струи, следует принимать:

$$v_x = 2v_{\text{норм}} \text{ м/сек}; \quad (8.3)$$

$$\Delta t_x = 2\Delta t_{\text{доп}} \text{ град}; \quad (8.4)$$

в) если рабочая или обслуживаемая зона омывается обратным потоком воздуха, возникающим вследствие действия приточных струй, следует принимать

$$v_{\text{обр}} = v_{\text{норм}} \text{ м/сек}, \quad (8.5)$$

где $v_{\text{обр}}$ — максимальная скорость воздуха в обратном потоке.

Руководствуясь приведенными соотношениями между нормируемыми или допустимыми параметрами в рабочей или обслуживаемой зоне и максимальными параметрами в струе, приведенными в формулах (8.1)—(8.5), все расчеты распределения воздуха можно вести, основываясь на максимальных скоростях и разностях температур в струе.

Таблица 8.1

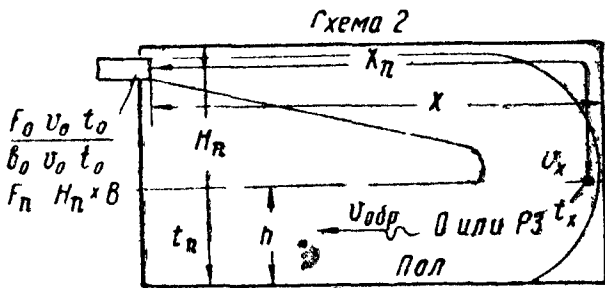
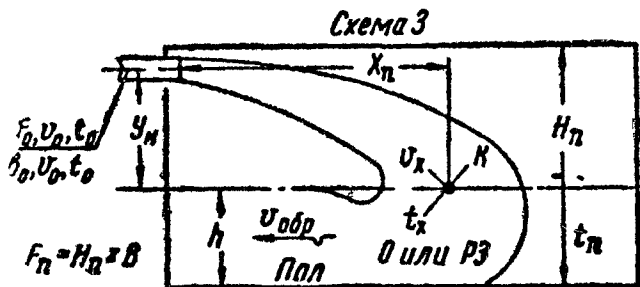
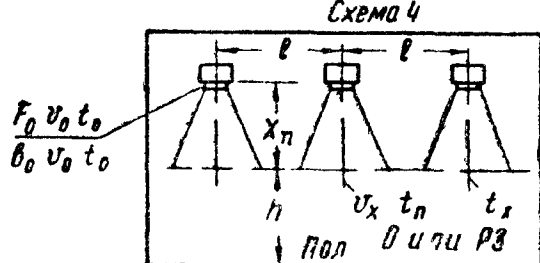
(неполными и полными) струями и формулы для их расчета

Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
	v_0 в м/сек	$\Delta t_x, \Delta t_{\text{обр}}$ в град	
6	7	8	9
$\frac{x_{\text{п}}}{\sqrt{F_0}} \leq m_1$	v_x	Δt_0	—
$\frac{x_{\text{п}}}{\sqrt{F_0}} > m_1$	$v_x \frac{x_{\text{п}}}{m_1 K_B \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_B \sqrt{F_0}}{x_{\text{п}}}$	—
$\frac{x_{\text{п}}}{\sqrt{F_0}} \leq m_1$	v_x	Δt_0	—
$\frac{x_{\text{п}}}{\sqrt{F_0}} > m_1$	$v_x \frac{x_{\text{п}}}{m_1 K_B \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_B \sqrt{F_0}}{x_{\text{п}}}$	—

Место выпуска воздуха и тип струи	Схемы	№ формулы	Характеристика струи		Типы воздухораспределителя по табл. 8.2
1	2	3	4		5
В верхней зоне горизонтальными струями, настилающимися на потолок		5	Компактная настилающаяся	Свободная—основной участок	Распределитель 1—5, решетки 6—10 и 14 при параллельных направляющих
		6		Стесненная—основной участок	
		7	Компактная в начале	Обратный поток в О или РЗ	Распределители 1—5, решетки 6—10 и 14 при параллельных направляющих
		8	Неполная веерная	Свободная	Решетка 14 $\beta = 45^\circ$
					Решетка 14 $\beta = 60^\circ$
					Решетка 14 и 15 $\beta = 90^\circ$
		9	Неполная веерная	Стесненная	Решетки 14 $\beta = 45^\circ$
					Решетка 14 $\beta = 60^\circ$
					Решетки 14 и 15 $\beta = 90^\circ$
		10	Неполная веерная в начале	Обратный поток в О или РЗ	Решетка 14 $\beta = 45^\circ$
					Решетка 14 $\beta = 60^\circ$
					Решетки 14 и 15 $\beta = 90^\circ$

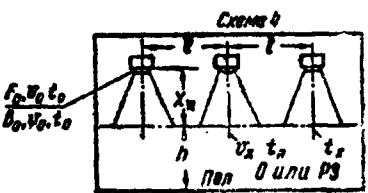
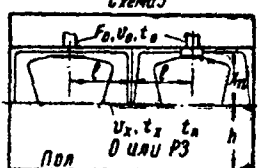
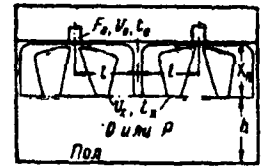
Продолжение табл. 8.1

Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
	v_0 в м/сек	$\Delta t_x, \Delta t_{обр}$ в град	
6	7	8	9
$\frac{x_n}{\sqrt{F_n}} \leq 2,1$	$v_x \frac{x_n}{m_2 K_B \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_2 K_B \sqrt{F_0}}{x_n}$	Условие настипания проверяется по формуле (8.16) При назначении v_x и $v_{обр}$ учитывать формулы (8.1)–(8.5)
При $\frac{x_n}{\sqrt{F_n}} > 2,1$ принимается меньшее из значений v_0 , получаемых по формулам (6) и (7)	$v_x \frac{x_n}{m_2 K_B K_c \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_x n_2^*}{v_n m_2}$	
При $\frac{x_n}{\sqrt{F_n}} > 2,1$ принимает- ся меньшее из значений v_0 , полученных по формулам (6) и (7)	$v_{обр} \frac{10,5}{m_1} \sqrt{\frac{F_n}{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_{обр} n_1^*}{v_0 m_1}$	
$\frac{x_n}{\sqrt{F_n}} \leq 1,1$	$v_x \frac{x_n}{m_2 K_B \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_2 K_B \sqrt{F_0}}{x_n}$	
$\frac{x_n}{\sqrt{F_n}} \leq 0,8$			
$\frac{x_n}{\sqrt{F_n}} \leq 0,5$			
При $\frac{x_n}{\sqrt{F_n}}$ больше указанных для формулы (8) принимать меньшее из значений v_0 , полу- ченных по формулам (9) и (10)	$v_x \frac{x_n}{m_2 K_B K_c \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_x n_2^*}{v_0 m_2}$	Условие настипания проверя- ется по формуле (8.17) При назначении v_x и $v_{обр}$ учитывать формулы (8.1)–(8.5)
	$v_{обр} \frac{c}{m_1} \sqrt{\frac{F_n}{F_0}}$ $c = 3,5$ при $\beta = 45^\circ$; $c = 2,9$ $\beta = 60^\circ$; $c = 2$ $\beta = 90^\circ$	$\Delta t_0 \frac{v_{обр} n_1^*}{v_0 m_1}$	

Место выпуска воздуха и тип струи	Схемы	№ формулы	Характеристика струи		Типы воздухораспределителя по табл. 8 2	
1	2	3	4		5	
В верхней зоне горизонтально струями, настиляющимися на потолок		11	Плоская	Свободная	Отверстия и решетки 19	
		12		Стесненная	Отверстия и решетки 19	
		13	Плоская в начале	Обратный поток в О или РЗ	Отверстия и решетки 19	
В верхней зоне горизонтальными струями, не настиляющимися на потолок		14	Компактная	Свободная	Насадки 1—5, решетки 6—10 с параллельными направляющими	
		15	Компактная в начале	Обратный поток в О или РЗ		
		16	Неполная веерная	Свободная	Решетка 14 $\beta = 45^\circ$	
		Решетка 14 $\beta = 60^\circ$				
			Решетки 14 и 15 $\beta = 90^\circ$			
		17	Плоская	Свободная	Отверстия и решетки 19	
В верхней зоне струями, направленными вертикально вниз		18	Компактная	Свободная	Насадки 1—4 Решетки 6—9 с параллельными направляющими	
		19		Стесненная		
		20		Плафоны 11, 12		
		21	Неполная веерная	Свободная	Решетки 14 и 15 с непараллельными направляющими	
		22		Стесненная		

Продолжение табл. 8.1

Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание	
	v_o в м/сек	$\Delta t_x, \Delta t_{обр}$ в град		
6	7	8	9	
$x \leq H_{\Pi}$	$v_x \frac{1}{m_2 K_B} \sqrt{\frac{x_{\Pi}}{b_o}}$	$\Delta t_o n_2 K_B \sqrt{\frac{b_o}{x_{\Pi}}}$	Условия настиления проверяются по формуле (8.17) При назначении v_x и $v_{обр}$ учитывать формулы (8.1)–(8.5)	
При $x > H_{\Pi}$ принимать меньшее из значений v_o , полученных из формул (12) и (13)	$v_x \frac{1}{m_2 K_B K_C} \sqrt{\frac{x_{\Pi}}{b_o}}$	$\Delta t_o \frac{v_x n_2^*}{v_o m_2}$		
При $x > H_{\Pi}$ принимать меньшее из значений v_o , полученных из формул (12) и (13)	$v_{обр} \frac{3,4}{m_1} \sqrt{\frac{H_{\Pi}}{b_o}}$	$\Delta t_o \frac{v_{обр} n_1^*}{v_o m_1}$		
Принимать меньшее из значений v_o , полученных из формул (14) и (15)	$v_x \frac{x_{\Pi}}{m_1 K_B \sqrt{F_o}}$	$\Delta t_o \frac{n_1 K_B \sqrt{F_o}}{x_{\Pi}}$		
	$v_{обр} \frac{10,5}{m_1} \sqrt{\frac{F_{\Pi}}{F_o}}$	$\Delta t_o \frac{v_{обр} n_1^*}{v_o m_1}$		
$x_{\Pi} : \sqrt{F_{\Pi}} \leq 0,75$	$v_x \frac{x_{\Pi}}{m_1 K_B \sqrt{F_o}}$	$\Delta t_o \frac{n_1 K_B \sqrt{F_o}}{x_{\Pi}}$		
$x_{\Pi} : \sqrt{F_{\Pi}} \leq 0,55$				
$x_{\Pi} : \sqrt{F_{\Pi}} \leq 0,35$				
$x_{\Pi} \leq H_{\Pi}$	$v_x \frac{1}{m_1} \sqrt{\frac{x_{\Pi}}{b_o}}$	$\Delta t_o n_1 \sqrt{\frac{b_o}{x_{\Pi}}}$	При назначении v_x и $v_{обр}$ учитывать формулы (8.1)–(8.5)	
$\frac{x_{\Pi}}{\sqrt{F_{\Pi}}} \leq 1,5$	$v_x \frac{x_{\Pi}}{m_1 K_B K_H \sqrt{F_o}}$	$\Delta t_o \frac{n_1 K_B \sqrt{F_o}}{x_{\Pi} K_H}$	При назначении v_x учитывать формулы (8.1)–(8.4)	
$x_{\Pi} : \sqrt{F_{\Pi}} > 1,5$	$v_x \frac{x_{\Pi}}{m_1 K_C K_B K_H \sqrt{F_o}}$	$\Delta t_o \frac{v_x n_1^*}{v_o m_1}$		
$x_{\Pi} : \sqrt{F_{\Pi}} \leq 1,5;$ $l : \sqrt{F_{\Pi}} > 10$	$v_x \frac{x_{\Pi}}{m_1 K_C K_B K_H \sqrt{F_o}}$	$\Delta t_o \frac{n_1 K_C K_B \sqrt{F_o}}{x_{\Pi} K_H}$		
$x_{\Pi} \leq l$	$v_x \frac{x_{\Pi}}{m_1 K_B K_H \sqrt{F_o}}$	$\Delta t_o \frac{n_1 K_B \sqrt{F_o}}{x_{\Pi} K_H}$		
$x_{\Pi} > l$	$v_x \frac{x_{\Pi}}{m_1 K_C K_B K_H \sqrt{F_o}}$	$\Delta t_o \frac{v_x n_1^*}{v_o m_1}$		

Место выпуска воздуха и тип струи	Схемы	№ формулы	Характеристика струи		Типы воздухоораспределителя по табл. 8.2
1	2	3	4		5
В верхней зоне струями, направленными вертикально вниз		23	Плоская струя и струи из перфорированных воздуховодов	Свободная	Щелевые и перфорированные выпуски 19—21
		24		Стесненная	То же
В верхней зоне из плафонов		25	Полная веерная	Стесненная	Плафоны 16—18
В верхней зоне из двухструйных плафонов		26	Две струи: полная веерная и вертикальная рассеянная	Свободная	Плафоны двухструйной подачи 22 и 23
		27			

* Данные испытаний отсутствуют. Формула пригодна для ориентировочных расчетов.

На развитие струи приточного воздуха внутри помещений оказывают влияние многие факторы, но при проектировании могут быть учтены только следующие: влияние плоских ограждений, расположенных вблизи выпуска воздуха; стеснение приточных струй ограждениями помещения; взаимодействие приточных струй; неизотермичность.

Среди факторов, которые не поддаются количественному учету, оказывают влияние: всасывающие отверстия, периодически открывающиеся двери и окна, стеснение струй людьми, оборудованием и конструкциями.

Для того чтобы учесть влияние факторов, поддающихся оценке, необходимо наметить схему подачи приточного воздуха и схему воздействия струи на обслуживаемую зону. В табл. 8.1 приведены шесть основных схем подачи притока компактными плоскими, неполными и полными веерными струями, а также формулы для их расчета.

Действие на обслуживаемую или рабочую зону (О или РЗ) эти струи оказывают в основном двумя способами: основной струей или обратным потоком.

Основная струя, как правило, воздействует на обслуживаемую зону всем сечением, но рассчитывается по ее максимальным параметрам, а переход от расчетных величин к нормируемым или допустимым производится по формулам (8.1)—(8.4).

Полный угол расширения струй α_0^0 , образующихся при истечении из большинства воздухоораспределителей, не имеющих направляющих для увеличения ширины струй, равен 20—22°.

При наличии жалюзи, лопаток и др. угол расширения струи в плоскости их установки близок к углу наклона направляющих. При дальнейшем развитии струи угол ее расширения постепенно уменьшается и на расстоянии $x = 11,3 \sqrt{F_0}$ становится равным 20—22°.

При настилении струи на плоскость угол ее расширения сокращается вдвое: $\alpha_n^0 = 0,5 \alpha_0^0$.

Угол, образованный осью струи и прямой, проходящей через точки, скорость воздуха в которых равна половине максимальной скорости $\alpha_{0,5}^0$, равен четверти полного угла расширения струи: $\alpha_{0,5}^0 = \frac{\alpha_0^0}{4}$.

Соответственно $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 0,18$ и $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{4} \approx 0,1$ для воздухоораспределителей, образующих компактные струи.

Основная струя может оказывать влияние на О или РЗ своим краем, например при подаче по схеме 1 (табл. 8.1), если низ приточного отверстия находится над уровнем О или РЗ, а также при подаче воздуха настилающимися струями по схеме 2.

Продолжение табл. 8.1

Условия, ограничивающие применение расчетных формул	Формулы для определения		Примечание
	v_0 в м/сек	Δt_x в град	
6	7	8	9
$x_{\Pi} \leq l$	$v_x \frac{1}{m_1 K_B K_H} \sqrt{\frac{x_{\Pi}}{b_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_1 K_B}{K_H} \sqrt{\frac{b_0}{x_{\Pi}}}$	При назначении v_x учитывать формулы (8.1)—(8.4)
$x_{\Pi} > l$	$v_x \frac{1}{m_1 K_c K_B K_H} \sqrt{\frac{x_{\Pi}}{b_0}}$	$\Delta t_0 \frac{v_x n_1^*}{v_0 m_1}$	
$0,5 < \frac{l}{x_{\Pi}} < 1,5$	$v_x \frac{x_{\Pi} + l}{m_2 K_c \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_2 K_c \sqrt{F_0}}{x_{\Pi} + l}$	Условия настиления проверяются по формуле (8.17)
$\frac{l + x_{\Pi}}{x} > \frac{m_2}{m_1}$	$v_x \frac{x_{\Pi}}{m_1 K_H \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_1 \sqrt{F_0}}{x_{\Pi} K_H}$	При назначении v_x учитывать формулы (8.1)—(8.4)
$\frac{l + x_{\Pi}}{x_{\Pi}} < \frac{m_2}{m_1}$	$v_x \frac{x_{\Pi} + l}{m_2 \sqrt{F_0}}$	$\Delta t_0 \frac{n_2 \sqrt{F_0}}{x_{\Pi} + l}$	

В этом случае следует нижний край выходного отверстия поднимать от пола на высоту

$$H_{\text{р.мин}} = h + x \operatorname{tg} \frac{\alpha}{4} \text{ м}, \quad (8.6)$$

где h — высота О или РЗ от пола в м;
 x — длина горизонтального участка струи в м.

Обратный поток проходит полностью по О или РЗ и рассчитывается, ориентируясь на его максимальную скорость $v_{\text{обр}}$, которая, согласно формуле (8.5), равна нормируемой.

8.2. РАСЧЕТЫ ПРИТОЧНЫХ СТРУИ

Приточные струи следует рассчитывать по формулам, приведенным в табл. 8.1, с учетом данных табл. 8.2 в следующем порядке: выбрать тип воздухо-распределителя по табл. 8.2 и задаться его размером, выбрать схему подачи воздуха по табл. 8.1 и определить полное расстояние x_{Π} или расстояние x .

Полное расстояние x_{Π} или расстояние до стены x сопоставляется с условиями, приведенными в графе 6 табл. 8.1, а в графах 7 и 8 находятся основные расчетные формулы. Затем для выбранного типа и размера воздухо-распределителя рассчитывается начальная ско-

рость воздуха v_0 в м/сек в его расчетном сечении F_0 в м^2 или щели шириной b_0 в м, основываясь на заданном расстоянии до О или РЗ (см. схемы в табл. 8.1) и заданной максимальной скорости воздуха в этой зоне v_x в м/сек или в обратном потоке $v_{\text{обр}}$ в м/сек.

Если вычисленная производительность воздухо-распределителя

$$L_0 = 3600 F_0 v_0 \text{ м}^3 \text{ ч}$$

удовлетворяет заданным условиям подачи воздуха, то по формулам графы 8 табл. 8.1 производится расчет максимальной разности температур воздуха в О или РЗ.

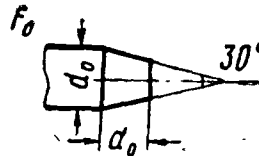
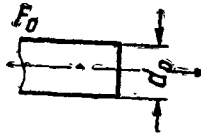
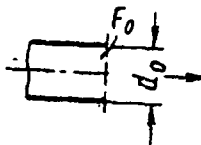
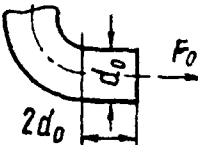
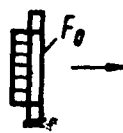
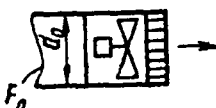
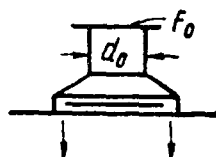
Формулы, приведенные в графах 7 и 8 табл. 8.1, помимо основных расчетных величин включают ряд коэффициентов, назначение и способ определения которых приведены ниже.

А. КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЛЯ НАСТИЛАЮЩИХСЯ СТРУИ

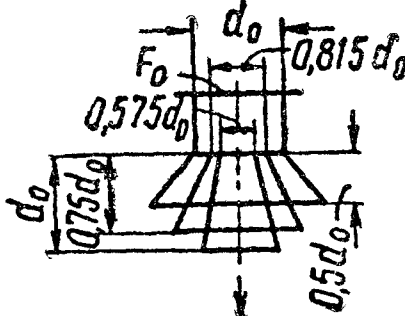
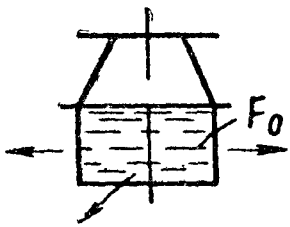
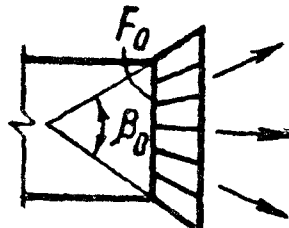
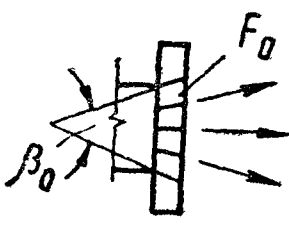
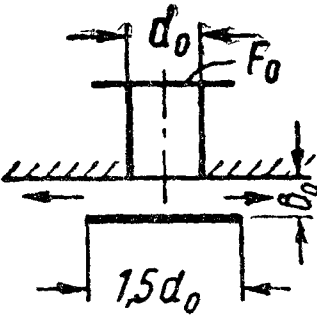
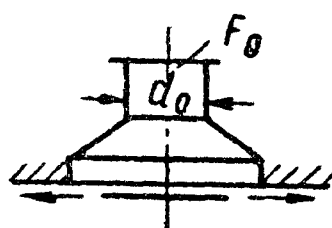
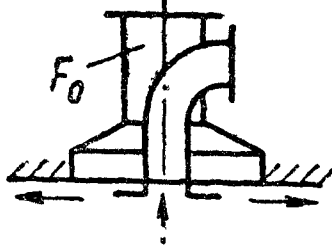
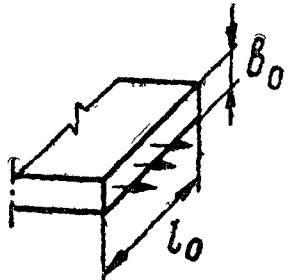
Воздушные струи, выпущенные вблизи ограждений помещений, настилаются на них, если кромка отверстия соприкасается, а ось струи составляет с плоскостью ограждения угол менее 40° . Струи, выпущенные параллельно плоскости ограждения или под малым углом к ней, настилаются, даже если выпускное отверстие удалено на значительное расстояние от плоско-

Таблица 8.2

Характеристика воздухораспределителей

№ воздухо- распреде- лителя	Название воздухораспределителя	Схема воздухораспределителя	Значение коэффициентов				
			m_1	m_2	n_1	n_2	σ
			ненасти- лающаяся струя	настилаю- щаяся струя	ненасти- лающаяся струя	настилаю- щаяся струя	(отнесен к скорости в сечении) F_0
1	2	3	4	5	6	7	8
Воздухораспределители, образующие компактные струи							
1	Цилиндрическая труба с конфузоре		7,7	10,9	5,8	8,2	4,5
2	Цилиндрическая труба		6,8	9,6	4,8	6,8	1,1
3	Цилиндрическая труба с сеткой при $K_{ж.с}=0,5$		6	8,5	4,5	6,4	1,5
4	Цилиндрическая труба с отводом		5,4	7,6	4,1	5,8	1,1
5	Патрубок поворотный, тип ПП конструкции ВНИИГС		6,6	9,3	4,5	6,4	1,1
6	Решетки, сетки, перфорированные решетки при $K_{ж.с}=0,8 \div 0,5$	F_0 — площадь живого сечения решетки	6	8,5	4,2	5,9	1,8
7	То же, при $K_{ж.с}=0,5 \div 0,2$		5	7,1	4	5,7	1,8
8	То же, при $K_{ж.с}=0,2 \div 0,05$		4,5	6,4	3,6	5,1	1,8
9	Приточная регулирующая решетка типа РР, конструкции ВНИИГС, исполнения А и В		4,5	6,4	3,2	4,5	2,2*
10	Осевой вентилятор со спрямляющей решеткой		4,5	6,4	3,5	5,4	—
11	Универсальный тарельчатый плафон типа ВУ, конструкции ВНИИГС при поджатом диске		3,4	—	3	—	3

Продолжение табл 8 2

№ воздухо- рас- пределителя	Название воздухораспределителя	Схема воздухораспределителя	Значение коэффициентов				
			m_1	m_2	n_1	n_2	ζ
			ненасти- лающаяся струя	настиляю- щаяся струя	ненасти- лающаяся струя	настиляю- щаяся струя	(отнесен к скорости в сечении) F_0
1	2	3	4	5	6	7	8
12	Потолочный плафон с тремя диффузорами		1,35	—	1,1	—	1,1
Воздухораспределители, образующие неполные веерные струи							
13	Воздухораспределитель пристенный типа ВП, конструкции ВНИИГС		2,4	—	3,6	—	6,8
14	Решетка веерная типа РВ, конструкции НИИСТ: $\beta_0 = 45^\circ$ $\beta_0 = 60^\circ$ $\beta_0 = 90^\circ$		3,5 2,8 2	5 4 2,8	2,5 1,7 1,25	3,5 2,4 1,8	1,1 1 1
15	Приточная регулирующая решетка типа РР, конструкции ВНИИГС, исполнения Б		1,8	2,5	1,2	1,7	3,3
Воздухораспределители, образующие полные веерные струи							
16	Простой потолочный плафон $b_0/d_0 = 0,2$ $b_0/d_0 = 0,3$ $d_0/d_0 = 0,4$		— — —	1,7 1,45 1,35	— — —	1,15 1,25 1,25	4 2,3 1,9
17	Универсальный тарельчатый плафон типа ВУ, конструкции ВНИИГС при опущенном диске		—	1,35	—	1,1	1,9
18	Комбинированный приточно-вытяжной плафон типа ВК, конструкции ВНИИГС		—	1	—	0,8	2
Воздухораспределители, образующие плоские струи							
19	Прямоугольные отверстия или решетки с параллельными направляющими лопатками при $K_{жс} = 1-0,8$		2,5	3,5	2	2,8	1,8

Продолжение табл. 8.2

№ воздухо- рас- пределителя	Название воздухо-распределителя	Схема воздухо-распределителя	Значение коэффициентов				
			m_1	m_2	n_1	n_2	ζ
			ненасти- лающаяся струя	настилаю- щаяся струя	ненасти- лающаяся струя	настилаю- щаяся струя	(отнесен к скорости в сечении) F_0
1	2	3	4	5	6	7	8
20	Щелевой насадок с параллельными направляющими лопатками при $K_{ж.с} > 0,8$		2,3	3,2	1,9	2,7	1,5
21	Воздухораспределитель перфорированный конструкции ЛИОТ прямоугольный: $K_{ж.с} = 0,092$ $K_{ж.с} = 0,062$ $K_{ж.с} = 0,046$		0,65 0,53 0,45	— — —	0,58 0,48 0,4	— — —	2,4
	Воздухораспределитель перфорированный конструкции ЛИОТ круглый: $K_{ж.с} = 0,092$ $K_{ж.с} = 0,062$ $K_{ж.с} = 0,046$		0,29 0,24 0,21	— — —	0,26 0,22 0,19	— — —	2,4
Воздухораспределители, выпускающие две струи: веерную, настилающуюся на потолок, и веерную, направленную вниз							
22	Воздухораспределитель двухструйный шестидиффузорный типа ВДШ, конструкции НИИСТ		0,8	1,4	0,65	1,05	1,9
23	Воздухораспределитель двухструйный с перфорированным диском типа ВДП, конструкции ЛИОТ: $b_0/d_0 = 0,1$ $b_0/d_0 = 0,2$ $b_0/d_0 = 0,3$		2,5 0,9 0,35	1,25 1,15 1	1,7 0,7 0,2	1 0,9 0,8	4 2,8 1,9
Примечания: 1. Значения коэффициентов затухания струи m_1 , m_2 , n_1 , n_2 и коэффициента сопротивления ζ даны при равномерном поле скоростей в подводящем патрубке, что должно обеспечиваться соответствующей длиной подводяще-			го воздуховода или установкой регуляторов равномерности. 2. Звездочкой отмечены величины ζ при боковом подводе воздуха.				

сти, например изотермические струи настилаются на гладкий потолок, если они выпущены параллельно ему на высоте, равной 80% общей высоты помещения. Струи, настилающиеся на плоскость, не симметричны по отношению к продольной оси.

Настилающиеся струи с достаточной для практики точностью можно рассчитывать, применяя коэффициенты затухания струи:

$$m_2 = 1,41 m_1; \quad (8.7)$$

$$n_2 = 1,41 n_1. \quad (8.8)$$

Данные о коэффициентах затухания m_1 , m_2 и n_1 , n_2 для всех наиболее распространенных воздухо-распределителей приведены в табл. 8.2.

Б. КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЛЯ СТЕСНЕННЫХ СТРУЙ

Развитие струй приточного воздуха, распространяющихся в помещении, стеснено его ограждениями, но струи могут рассчитываться как свободные на расстояниях от места выпуска:

$$x_{\text{п}} \leq K_{\text{св}} \sqrt{F_{\text{п}}} \text{ м}, \quad (8.9)$$

где $F_{\text{п}}$ — площадь поперечного сечения помещения, приходящая на одну струю, считая по сечению, перпендикулярному струе;

$K_{\text{св}}$ — коэффициент, изменяющийся от 0,35 до 2,1 в зависимости от схемы подачи воздуха и типа воздухо-распределителя; формулы типа (8.9) с конкретными величинами коэффициента $K_{\text{св}}$ приведены в графе 6 табл. 8.1.

За пределами расстояния, определяемого формулой (8.9), скорость воздуха в стесненной струе уменьшается быстрее, чем в свободной.

Наибольшая длина, которой может достигнуть стесненная струя:

$$x_{\text{макс}} = 6 \sqrt{F_{\text{п}}} \text{ м.} \quad (8.10)$$

На расстояниях $x_{\text{п}} < x_{\text{макс}}$ стесненная струя создает обратный поток, скорости в котором могут превосходить

в зависимости от условий стеснения, характеризуемых относительными величинами $\bar{x}$ и $\bar{l}$, имеющими следующие значения:

$$\bar{x} = \frac{x_{\text{п}}}{\sqrt{F_{\text{п}}}} \text{ — для ненастилающихся компактных и неполных веерных струй;}$$

$$\bar{x} = 0,7 \frac{x_{\text{п}}}{\sqrt{F_{\text{п}}}} \text{ — для настилающихся компактных и неполных веерных струй;}$$

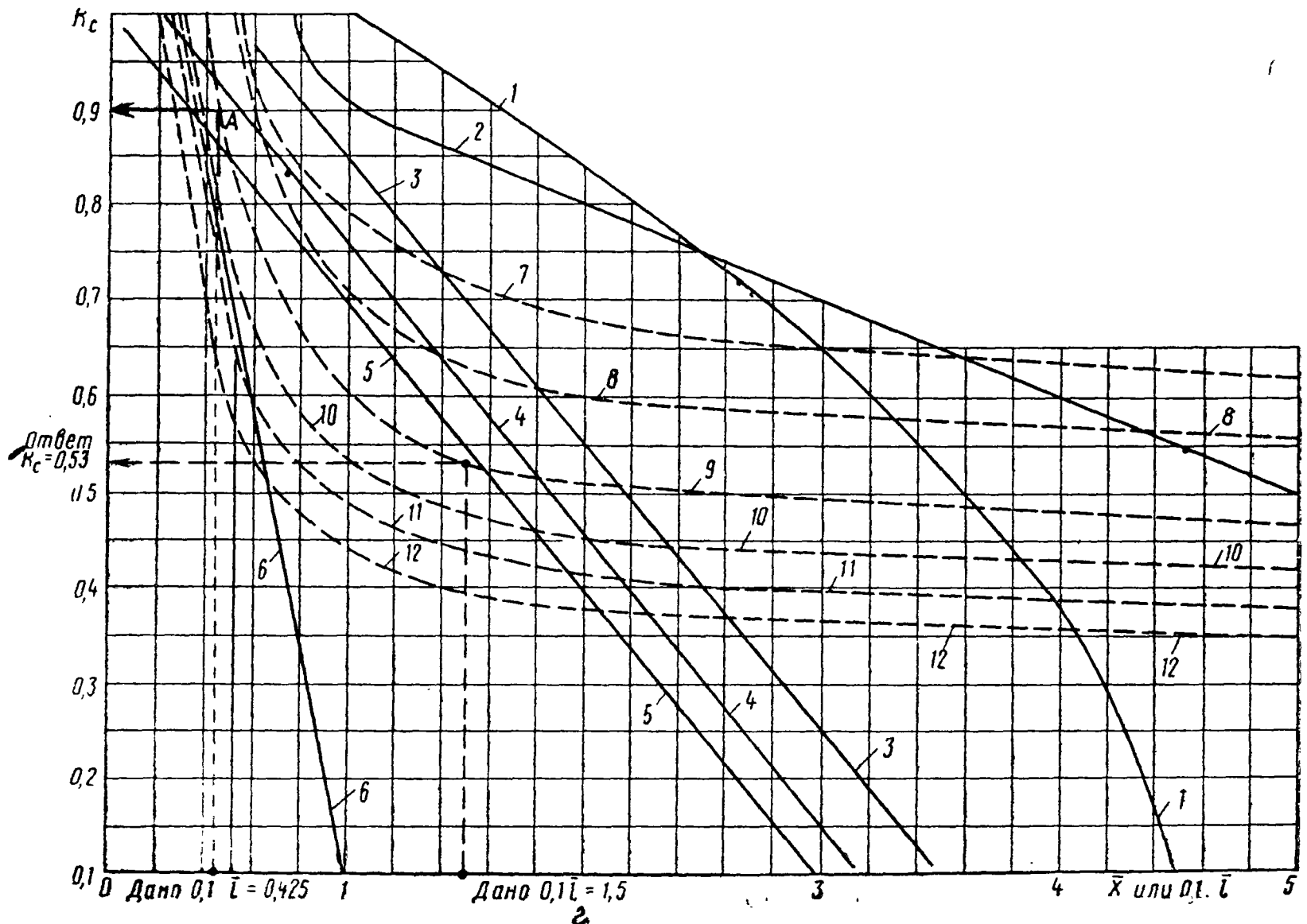


Рис. 8.1. Поправочные коэффициенты K_c на стеснение струй ограждениями помещений

1 — компактные струи; 2 — плоские струи; 3, 4 и 5 — неполные веерные струи из решеток с углом раскрытия жалюзи $\beta = 45^\circ$, 60° и 90° ; 6 — компактные струи из плафонов; 7, 8, 9 — полные веерные струи из плафонов при $l/x_{\text{п}} = 0,5$; 0,6 и 0,8; 10, 11, 12 — полные веерные струи из плафонов при $l/x_{\text{п}} = 1$; 1,2 и 1,5

Пример. Дано: $0,1 \bar{l} = 1,5$ при $x/l = 0,8$ (кривая 9). Ответ: $K_c = 0,53$

скорости в основной струе и вследствие этого стать расчетными для обслуживаемой или рабочей зоны.

Изотермические струи, стесненные ограждениями помещения (при условии, что один патрубок приходится на помещение шириной не более 3,5 его высоты), выпущенные в верхней зоне параллельно полу, занимают верхнюю зону, оттесняя струи обратного потока в нижнюю часть помещения, как показано на схемах 2 и 3 табл. 8.1.

Параметры стесненных струй могут рассчитываться по формулам для параметров свободной струи с введением поправочного коэффициента K_c .

Величина коэффициента K определяется по рис. 8.1

$$\bar{x} = \frac{x_{\text{п}}}{H_{\text{п}}} \text{ — для ненастилающихся плоских струй;}$$

$$\bar{x} = \frac{0,7 x_{\text{п}}}{H_{\text{п}}} \text{ — для настилающихся плоских струй;}$$

$$\bar{x} = \frac{x_{\text{п}}}{\sqrt{F_{\text{п}}}} \text{ — для компактных струй, выходящих из плафонов (здесь } F_{\text{п}} \text{ — площадь пола, приходящаяся на одну струю);}$$

$$\bar{l} = \frac{l}{\sqrt{F_{\text{о}}}} \text{ — для полных веерных струй, выходящих из плафонов.}$$

В. КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЛЯ УЧЕТА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ СТРУЙ

При подаче в одно помещение одновременно нескольких параллельных струй происходит увеличение их дальности. Изменение параметров параллельных струй по сравнению с одиночной струей учитывается поправочным коэффициентом взаимодействия K_v (рис. 8.2). Величина этого коэффициента установлена исследованиями свободных параллельных струй, но в первом приближении применима и для расчетов стесненных струй.

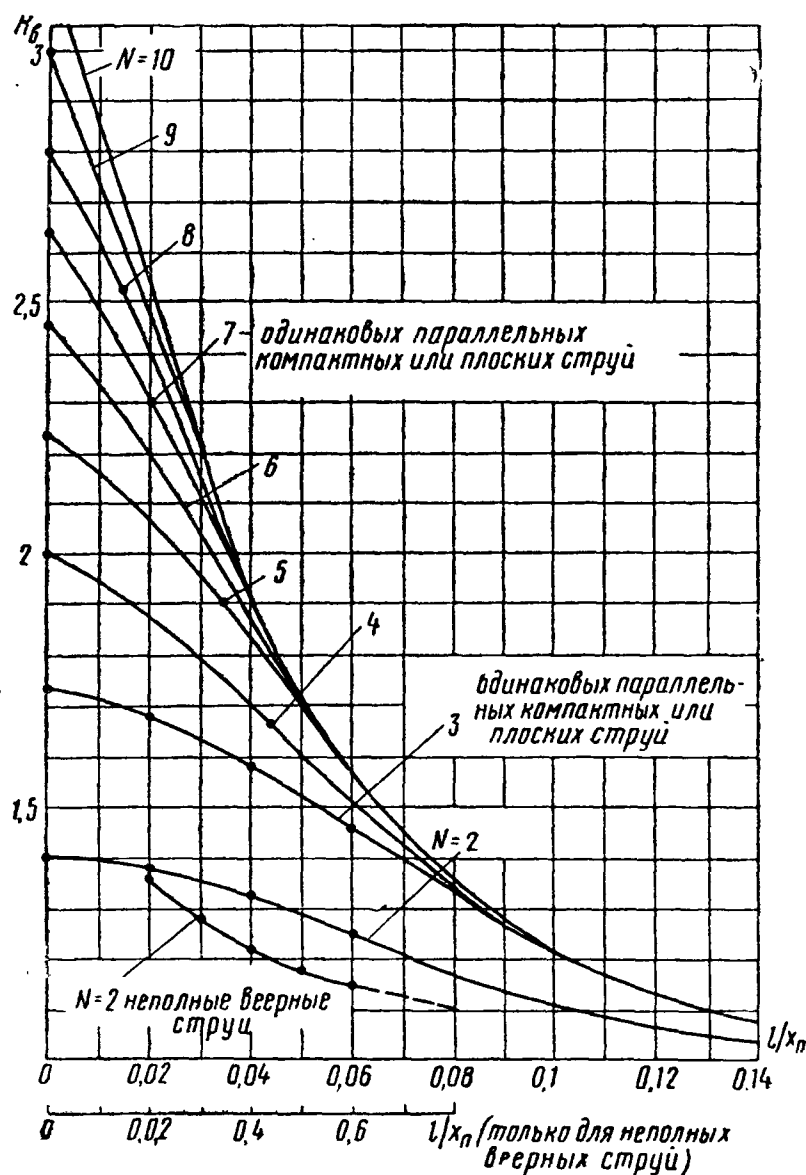


Рис. 8.2. Поправочные коэффициенты K_v для учета взаимодействия N параллельных компактных, плоских и неполных веерных струй одинаковой мощности, расположенных на расстоянии l одна от другой

Г. КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЛЯ УЧЕТА НЕИЗОТЕРМИЧНОСТИ СТРУЙ

Температура приточного воздуха t_o^0 в неизоотермических струях отличается от температуры воздуха в помещении t_n^0 , и помимо инерционных сил на неизоотермическую струю оказывают действие силы вытеснения или архимедовы силы. Соотношение между силами вытес-

нения и инерционными силами выражается критерием Архимеда:

для компактных и веерных неизоотермических струй

$$Ar_k = 1,13g \frac{\Delta t_o \sqrt{F_o}}{v_o^2 T_{окр}}; \quad (8.11)$$

для плоских струй

$$Ar_n = 2g \frac{\Delta t_o b_o}{v_o^2 T_{окр}}, \quad (8.12)$$

где g — ускорение силы тяжести $9,81 \text{ м/сек}^2$;
 F_o, b_o — площадь выходного сечения в м^2 и ширина щели в м насадка, из которого выходит воздух;
 $\Delta t_o = t_n - t_o$ град;

t_n — температура воздуха в О или РЗ в $^\circ\text{С}$;

t_o — температура воздуха при выходе из воздухоораспределителя;

$T_{окр}$ — температура воздуха, окружающего струю, в $^\circ\text{К}$;

v_o — скорость выхода воздуха из воздухоораспределителя в м/сек .

Силы, действующие на неизоотермические струи: изгибают горизонтально выпущенные холодные настилающиеся струи, вследствие чего возникает необходимость увеличения высоты расположения воздухоораспределителя над О или РЗ; создают возможность отрыва от потолка горизонтально выпущенных настилающихся холодных струй, вследствие чего возникает опасность попадания холодного воздуха в О или РЗ; изменяют осевую скорость неизоотермической струи, выпущенной вертикально вниз или под углом, приближающимся к вертикали.

Ось патрубка или решетки, из которой выпускается холодный воздух струей, не настилающейся на потолок (схема 3, табл. 8.1), должна быть расположена на высоте Y_k над обслуживаемой или рабочей зоной, чтобы в точке К обеспечить заданную скорость воздуха v_x . Величина Y_k определяется по формуле

$$Y_k = 0,7 \frac{x_n^3}{Z^2} \geq 0,1 x_n \text{ м}. \quad (8.13)$$

Здесь x_n — заданное расстояние в м , считая по горизонтали от воздухоораспределителя до точки К;

Z — геометрическая характеристика струи, определяемая по номограммам на рис. 8.3 и 8.4 или по формулам (8.14) и (8.15).

Для компактных и веерных струй величина Z вычисляется при $m=m_1$ и $n=n_1$ (см. табл. 8.2):

$$Z = 5,45 m v_o \sqrt[4]{\frac{F_o}{(n \Delta t_o)^2}} \text{ м}; \quad (8.14)$$

для плоских струй при $m=m_1$ и $n=n_1$ (см. табл. 8.2)

$$Z = 9,6 \sqrt[3]{\frac{(m v_o)^4}{b_o (n \Delta t_o)^2}} \text{ м}. \quad (8.15)$$

Если подача холодного приточного воздуха производится настильно на потолок, то струя может оторваться от потолка, как показано на рис. 8.5, пройдя как настилающаяся струя расстояние:

для компактных струй

$$x_{отр} = 0,5 Z e^k \text{ м}; \quad (8.16)$$

для веерных струй

$$x_{отр} = 0,4 Z e^k \text{ м}, \quad (8.17)$$

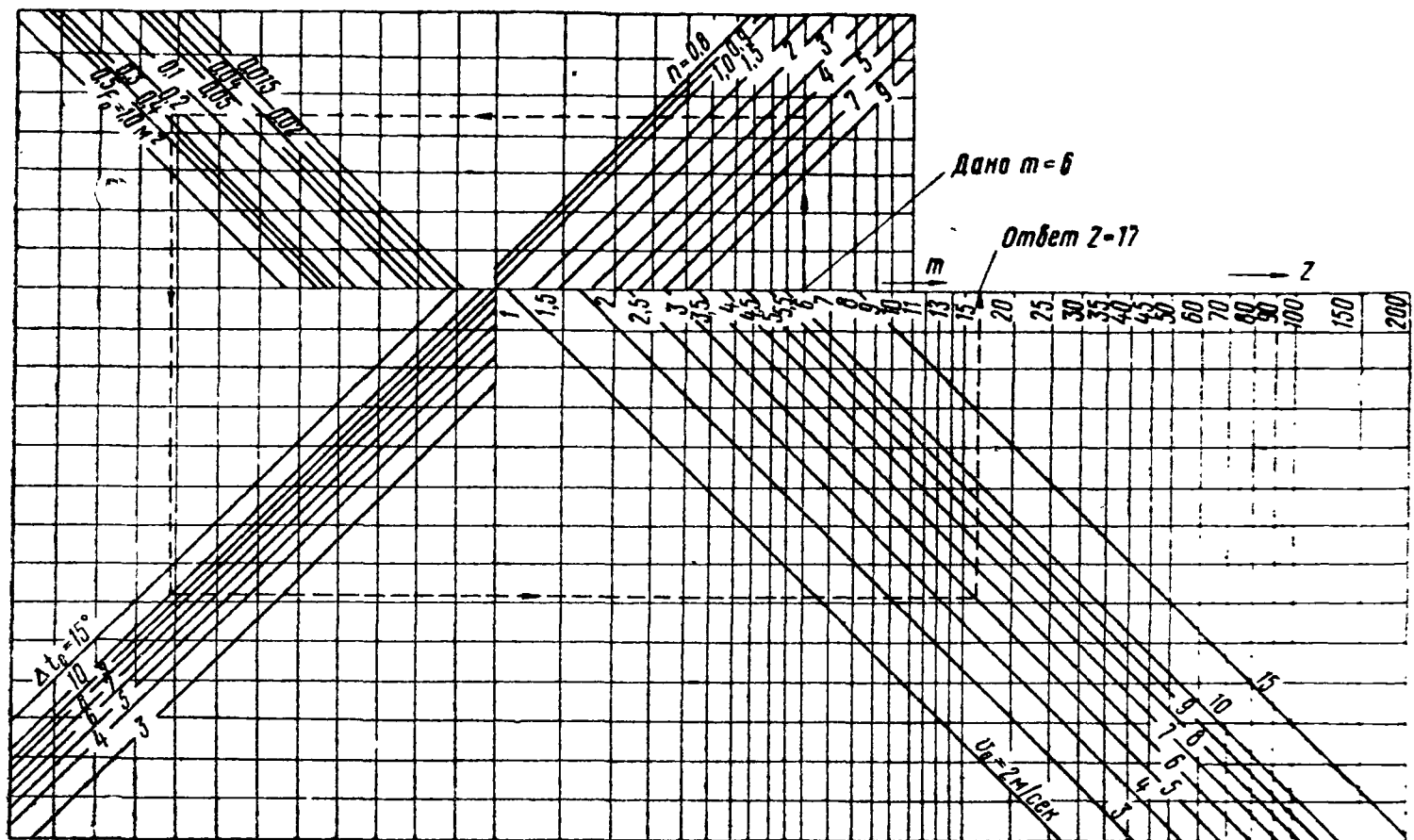


Рис. 8.3. Номограмма для определения геометрической характеристики Z для компактных и неполных веерных струй ($n=n_1$ или n_2 ; $m=m_1$ или m_2). См. указание к формулам (8.14) — (8.17)

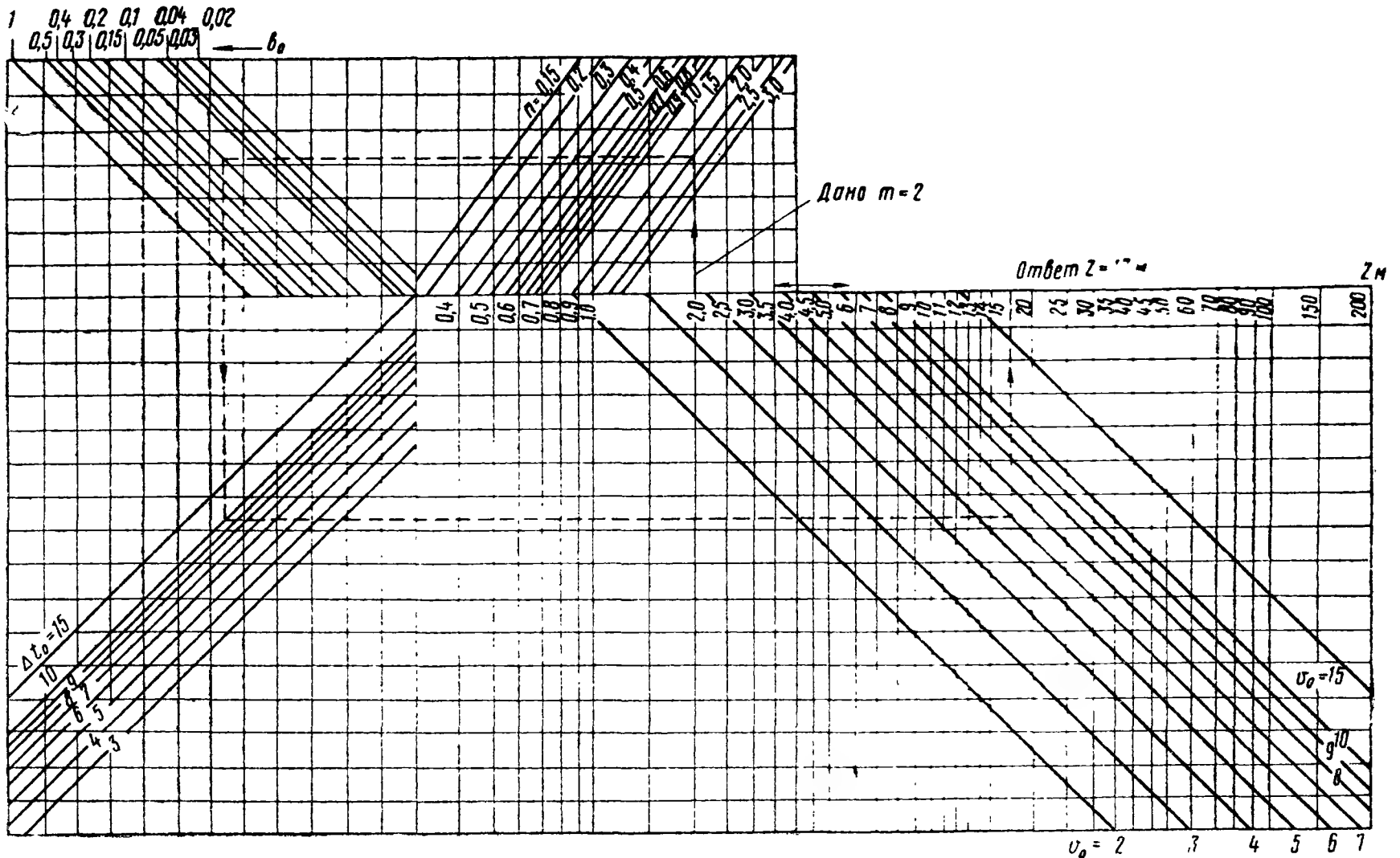


Рис. 8.4. Номограмма для определения геометрической характеристики Z для плоских струй ($n=n_1$ или n_2 ; $m=m_1$ или m_2). См. формулы (8.14) — (8.17)

Z — геометрическая характеристика струи по формулам (8.14) и (8.15) или по номограммам на рис. 8.3 и 8.4 при $m=m_2$ и $n=n_2$ по табл. 8.2;

h_0, b_0 — размеры по рис. 8.5, причем для круглых отверстий $b_0 = 1,13\sqrt{F_0}$;

$\epsilon^k = 0,35 - 0,7 \frac{h_0}{b_0}$ — определяется по графику на рис. 8.5.

В связи с отсутствием данных для расчета параметров струи при входе в О или РЗ в случае отрыва струи от потолка расчет в первом приближении следует вести как для ненастилающихся струй, руководствуясь схемой 3 в табл. 8.1.

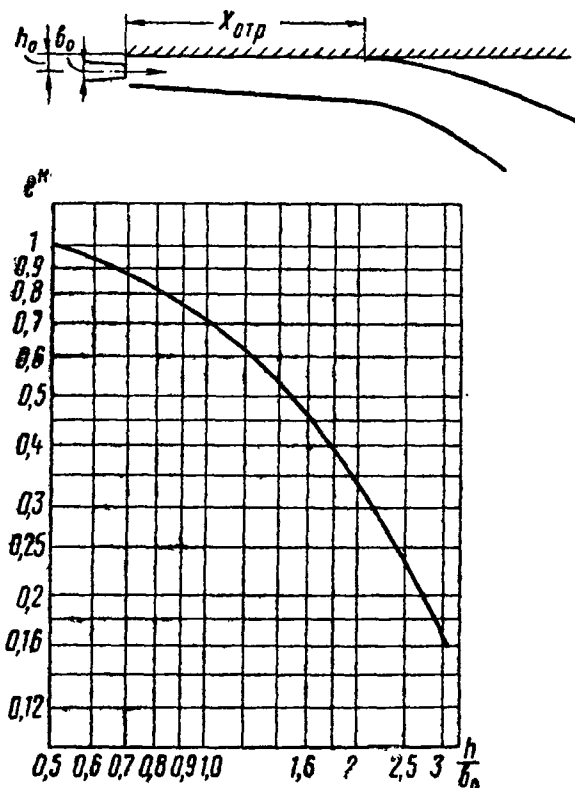


Рис. 8.5. Схема отрыва струи холодного воздуха от потолка и график для определения величины ϵ^k

Максимальная скорость воздуха в приточной струе, имеющей температуру, отличную от температуры воздуха помещения, при горизонтальной подаче по схемам 2 и 3 табл. 8.1 приблизительно равна максимальной скорости при изотермической подаче.

Существенное изменение максимальной скорости в неизотермической струе, которое должно учитываться при расчетах, происходит при подаче воздуха вертикально вниз или под углами, приближающимися к вертикальному направлению (60° и более к горизонту).

Изменение максимальной скорости при неизотермической подаче воздуха учитывается поправочным коэффициентом K_H , введенным в формулы табл. 8.1 и определяемым по графику на рис. 8.6 или по формулам:

для компактных струй

$$K_H = \sqrt[3]{1 \pm 3 \left(\frac{x_n}{Z} \right)^2}; \quad (8.18)$$

для веерных струй

$$K_H = \sqrt[3]{1 \pm \frac{3}{2} \left(\frac{x_n}{Z} \right)^2}; \quad (8.19)$$

для плоских струй

$$K_H = \sqrt[3]{1 \pm 2 \left(\frac{x_n}{Z} \right)^3}. \quad (8.20)$$

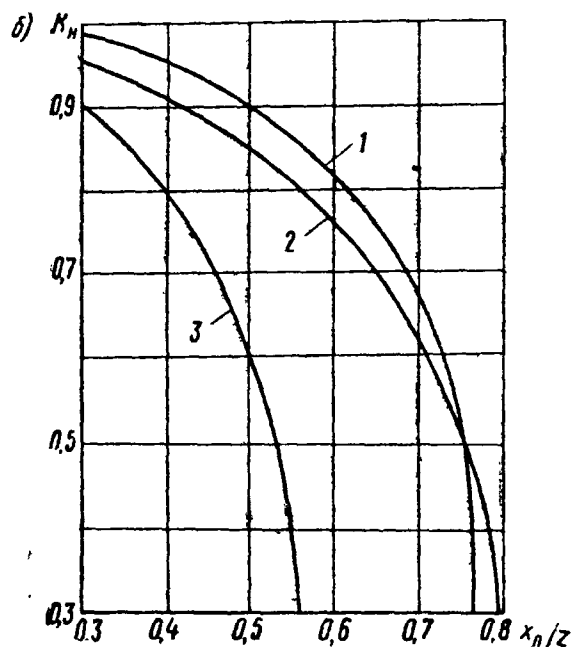
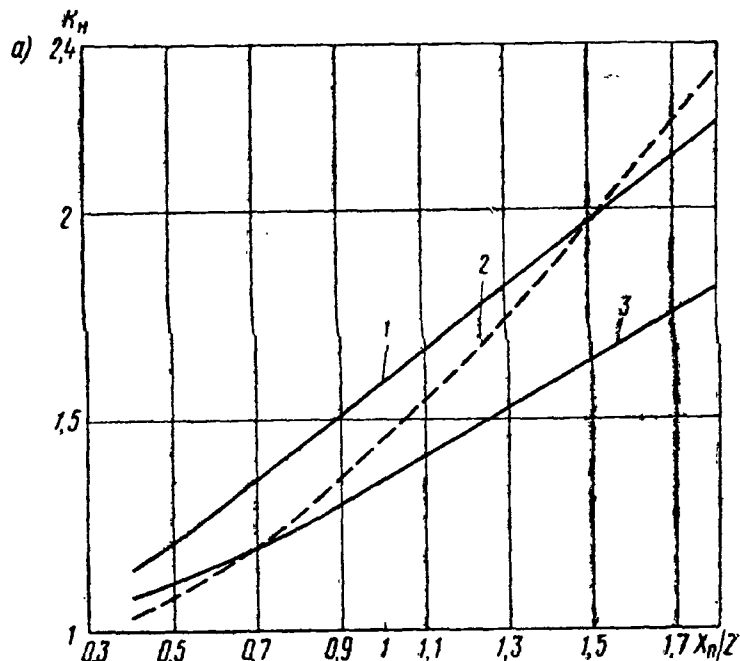


Рис. 8.6. Поправочные коэффициенты K_H для неизоермических струй при подаче воздуха вертикально сверху вниз

а — при подаче охлажденного воздуха: 1 — компактные струи; 2 — плоские струи; 3 — веерные струи;
б — при подаче подогретого воздуха: 1 — плоские; 2 — веерные; 3 — компактные

где x_n — вертикальное расстояние от выхода струи до рассматриваемого сечения в м по схемам и табл. 8.1;

Z — геометрическая характеристика струи по рис. 8.3, 8.4 или по формулам (8.14) и (8.15).

Знак «+» в подкоренном выражении употребляется при подаче холодного воздуха сверху вниз, а знак «-» при подаче нагретого воздуха сверху вниз.

Величина K_n установлена исследованиями свободных неизоотермических струй, но в первом приближении применима и для расчетов стесненных струй.

Таблица 8.3

Коэффициенты ΔC_1 и ΔC_2 к формулам (8.24) и (8.25)

Коэффициент	Вид струи		
	компактная горизонтальная	компактная наклоненная снизу вверх	неполная веерная
ΔC_1	0,9	0,5	0,7
ΔC_2	1,7	2	1,5

УСЛОВИЯ РАВНОМЕРНОСТИ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ

Равномерность температуры и скорости движения воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения (О или РЗ) канд. техн. наук И. Л. Ганес предлагает оценивать по разности между средними максимумами и средними минимумами температур и скоростей. Для такой оценки следует:

а) найти среднюю арифметическую скорость и температуру в точках через 0,1 длины и 0,03—0,05 ширины О и РЗ помещения;

б) найти среднюю арифметическую скорость и температуру в тех точках О или РЗ, в которых они превышают найденные средние значения, т. е. определить средние максимумы этих величин;

в) аналогично найти средние минимумы скорости и температуры в О или РЗ помещения;

г) найти разности между средними максимумами и средними минимумами скорости и температуры воздуха, характеризующие равномерность параметров в О или РЗ.

При подаче воздуха из жалюзийных решеток или патрубков, размещенных в стене помещения вблизи потолка, наибольшая равномерность параметров в О или РЗ достигается, применяя воздухораспределители со свободным (живым) сечением:

$$F_o \leq \frac{F_n}{400}, \text{ если } F_n \leq 3,5H_n^2, \quad (8.21)$$

$$\frac{F_n}{400} < F_o < \frac{F_n}{125}, \text{ если } F_n \leq 2,5H_n^2, \quad (8.22)$$

$$\frac{F_n}{125} < F_o < \frac{F_n}{30}, \text{ если } F_n \leq 1,5H_n^2, \quad (8.23)$$

где F_n — площадь поперечного сечения помещения в m^2 в направлении, перпендикулярном оси струи при выходе ее из насадка, приходящаяся на одну струю;

H_n — высота помещения в м.

При равномерных тепловыделениях и отсутствии помех для распределения воздуха при условиях, выраженных формулами (8.21)—(8.23), разность средних максимумов и средних минимумов скорости движения и температур воздуха в О или РЗ помещения определяется по формулам

$$\Delta v_{cp} = \Delta C_1 v_o \sqrt{\frac{F_o}{F_n}} \text{ м/сек}, \quad (8.24)$$

$$\Delta t_{cp} = \Delta C_2 \Delta t_o \sqrt{\frac{F_o}{F_n}} \text{ град}, \quad (8.25)$$

где $\Delta C_1, \Delta C_2$ — коэффициенты по табл. 8.3;

v_o — скорость воздуха при выходе из воздухораспределителя в м/сек;

$\Delta t_o = t_n - t_o$ — рабочая разность температур между температурами воздуха в помещении и подаваемого воздуха в град;

F_o и F_n — площадь свободного сечения выходного патрубка и поперечного сечения помещения, приходящегося на одну струю, в m^2 .

Дополнительное увеличение равномерности скорости воздуха в О или РЗ получается при направлении приточной струи наклонно вверх к потолку помещения, если потолок гладкий.

Устройство вытяжных отверстий в противоположной стене (по отношению к притоку) увеличивает дальность приточной струи, т. е. ведет к замедленному затуханию скоростей воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне.

Для приближенной оценки неравномерности скоростей движения воздуха в О или РЗ помещения рекомендуется руководствоваться также следующими данными:

а) при подаче воздуха через потолочные плафоны воздухораспределители средние из минимальных скоростей в О или РЗ равны

$$v_{cp} = 0,5 v_x \text{ м/сек} \quad (8.26)$$

при условии $125 < \frac{F_n}{F_o} < 800$;

б) при подаче компактными горизонтальными струями так, что по О или РЗ проходят обратные потоки воздуха с максимальной скоростью $v_{обп}$ (схемы 2 и 3, табл. 8.1), средние из минимальных скоростей в О или РЗ будут равны

$$v_{cp} = 0,25 v_{обп} \text{ м/сек} \quad (8.27)$$

при условии $30 < \frac{F_n}{F_o} < 800$;

в) то же, при подаче неполными веерными струями (схема 2, табл. 8.1)

$$v_{cp} = 0,35 v_{обп} \quad (8.28)$$

при условии $300 < \frac{F_n}{F_o} < 800$,

где F_n и F_o — как для формул (8.24) и (8.25).

8.3. РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА

А. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПОВОРОТНЫЕ ПАТРУБКИ ВНИИГС

Поворотные патрубки ВНИИГС типа ПП, серии 4.904-21, вып. 1 (рис. 8.7, табл. 8.4) предназначены для подачи воздуха горизонтальными или слабонаклонными компактными струями в верхнюю зону производственных помещений по схемам 2 и 3 табл. 8.1. Подвижная часть патрубка наклоняется вверх или вниз на угол до 20° , причем направление выходящей струи соответствует углу наклона патрубка, если не происходит настипания струи на потолок.

Определение максимальной скорости в струе производится по формулам (5), (6), (7), (14) и (15) в табл. 8.1 и данным, приведенным в табл. 8.2 для воздухораспределителя № 5.

Таблица 8.4

Техническая характеристика
поворотных патрубков ВНИИГС типа ПП,
серии 4.904-21, вып. 1

Обозначение патрубка	Размеры в мм				Расчетная площадь патрубка F_0 в м^2
	a	l	b_0	r	
ПП-5	500	795	405	298	0,16
ПП-8	800	1265	620	455	0,38
ПП-10	1000	1620	800	584	0,64

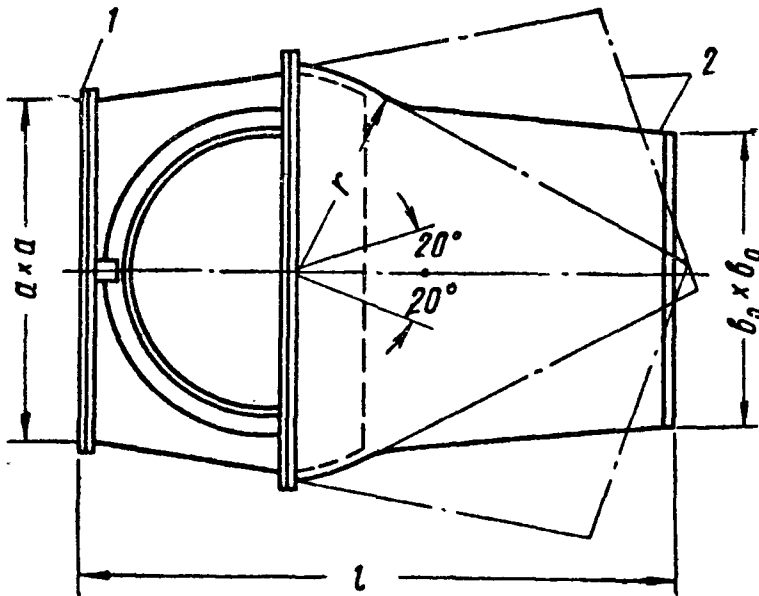


Рис. 8.7. Поворотный патрубок типа ПП, серии 4.904-21, вып. 1

1 — соединительный фланец; 2 — поворотная часть

Оптимальное число патрубков для помещения с плоским потолком

$$z_{\text{п}} = \frac{B}{K_{\text{п}} x - H_{\text{п}} + 4} \text{ шт.}, \quad (8.29)$$

где B и $H_{\text{п}}$ — ширина и высота помещения в м;

x — длина помещения от выхода струи до противоположной стены в м;

$K_{\text{п}}$ — коэффициент, равный: 0,78 при высоте помещения 4 м; 0,7 — при 5 м и 0,65 — при 6 м.

Подача воздуха через патрубки ВНИИГС рекомендуется при воздухообмене не более 5 в 1 ч и дальности не более 50 м. Скорость выпуска воздуха из этих патрубков можно доводить до 15 м/сек, если это допустимо по условиям шумообразования.

Пример 8.1. Определить скорость воздуха на расстоянии $x_{\text{п}}$ м от поворотного патрубка ПП5, серии 4.904-21, вып. 1 при выпуске 8400 $\text{м}^3/\text{ч}$ воздуха настилающейся компактной струей по схеме 2 (табл. 8.1). Воздух при выходе из патрубка имеет ту же температуру, что и воздух в помещении. Площадь поперечного сечения помещения, приходящаяся на одну струю, $F_{\text{п}} = 12 \cdot 6 = 72 \text{ м}^2$, высота помещения 6 м и длина 12 м.

Решение. По табл. 8.4 расчетное сечение патрубка $F_0 = 0,16 \text{ м}^2$; следовательно, при заданных условиях скорость воздуха

$$v_0 = \frac{8400}{3600 \cdot 0,16} = 14,6 \text{ м/сек.}$$

По графе 6 табл. 8.1 при длине помещения $x=12$ м величина

$$\frac{x_{\text{п}}}{\sqrt{F_{\text{п}}}} = \frac{12+6-2}{\sqrt{72}} = 1,5 \cdot 2,1.$$

Следовательно, расчет может производиться по законам свободной струи по схеме 2 и формуле (5) табл. 8.1:

$$v_x = v_0 \frac{m_2 K_{\text{в}} \sqrt{F_0}}{x_{\text{п}}} = 14,6 \frac{9,3 \cdot 1 \sqrt{0,16}}{12+6-2} = 3,4 \text{ м/сек.}$$

При этом $m_2=9,3$ по табл. 8.2; $K_{\text{в}}=1$, так как выпускается одна струя.

Б. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПРИСТЕННЫЕ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ ТИПА ВП КОНСТРУКЦИИ ВНИИГС

Трехсторонние пристенные воздухораспределители типа ВП, серии 4.904-21, вып. 3 (рис. 8.8, табл. 8.5) предназначены для подачи воздуха в рабочую зону производственных помещений по схеме 1 в табл. 8.1.

Воздух выпускается из просеченных отверстий в стенках воздухораспределителя. Воздухораспределители

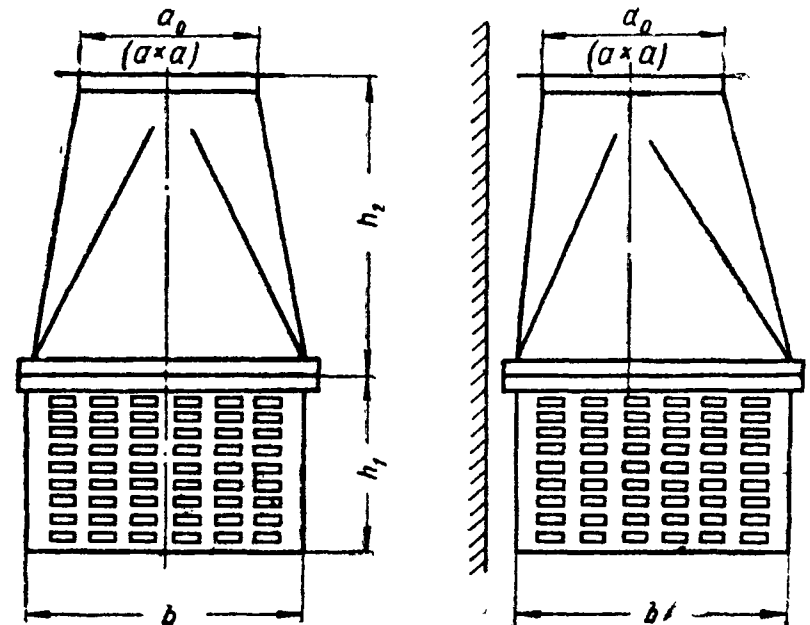


Рис. 8.8. Пристенный воздухораспределитель типа ВП, серии 4.904-21, вып. 3

Таблица 8.5

Техническая характеристика
пристенных воздухораспределителей типа ВП,
серии 4.904-21, вып. 3, конструкции ВНИИГС

Тип воздухораспределителя	Размеры в мм					Расчетная площадь воздухораспределителя F_0 в м^2	Длина начального участка $x_{\text{н}} \approx m_1 \sqrt{F_0}$ в м	Расход воздуха L_0 в $\text{м}^3/\text{ч}$
	d_0	a	b	h_1	h_2			
ВП-2	250	200	310	298	320	0,10	0,75	950
ВП-3	315	250	460	318	520	0,17	1	1240
ВП-4	400	400	610	460	730	0,29	1,3	1620
ВП-5	500	500	610	550	830	0,41	1,5	1920

устанавливаются на уровне 0,7—2,5 м от пола до нижней кромки. Температура выпускаемого воздуха должна быть не более чем на 5° ниже температуры в помещении, а нагретого воздуха — не более 40°С.

Воздушный поток при выходе из насадка отклоняется от горизонтального направления на угол 8—10° в направлении движения воздуха в подводящей трубе.

Расход воздуха через воздухораспределитель определяется, руководствуясь начальной скоростью воздуха v_0 м/сек в его расчетном сечении F_0 по схеме 1 и формулам (3) и (4) (табл. 8.1), а также в зависимости от того, находится ли рабочее место в начальном или основном участке струи.

Как правило, следует располагать воздухораспределители так, чтобы рабочее место находилось за пределами начального участка струи x_n . Длина начального участка струи для стандартных воздухораспределителей приведена в табл. 8.5. Там же дана и производительность воздухораспределителей, вычисленная для рабочих мест, находящихся на расстоянии 2 м при скорости воздуха $v_x = 1$ м/сек. При других расстояниях $x_n > x_n$ и других величинах скорости $v_x \neq 1$ м/сек расход воздуха через воздухораспределители вычисляется по формуле

$$L_0 = 0,5 L'_0 x v_x \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (8.30)$$

где L'_0 — расход, указанный в табл. 8.5.

Присоединительный патрубок может выполняться круглого сечения (d_0) или прямоугольного ($a \times a$).

Пример 8.2. Задано определить максимальный расход воздуха через воздухораспределитель ВП-3 (табл. 8.5) при расстоянии до рабочего места $x_n = 2,5$ м ($x_n > x_n = 1$ м) и максимальной скорости воздуха на рабочем месте $v_x = 0,5$ м/сек.

Решение. По табл. 8.5 $L'_0 = 1240$ м³/ч, по формуле (8.30):

$$L_0 = 0,5 \cdot 1240 \cdot 2,5 \cdot 0,5 = 775 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ЖАЛЮЗИЙНЫЕ РЕШЕТКИ И ЩЕЛЕВЫЕ ВЫПУСКИ, РАЗМЕЩАЕМЫЕ В ВЕРХНЕЙ ЗОНЕ

Для распределения воздуха по схемам 1, 2, 3 и 4 (см. табл. 8.1), особенно если он имеет более низкую температуру, чем температура воздуха помещения, рекомендуется применять решетки с регулирующими направляющими жалюзи, сконструированными так, чтобы обеспечить выпуск воздуха в любом направлении: вверх¹,

¹ В последних конструкциях створки 3 закреплены горизонтально.

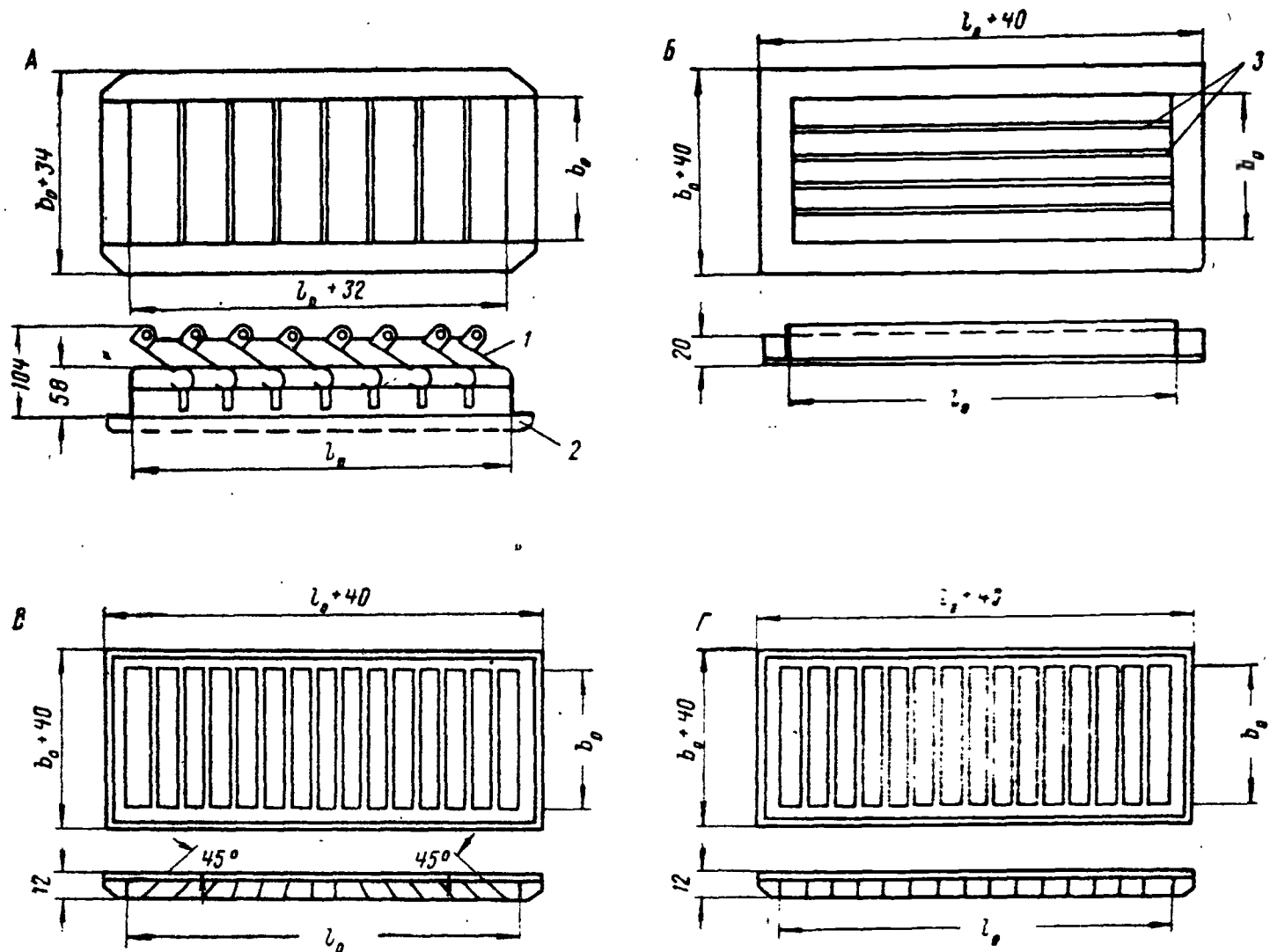


Рис. 8.9. Приточная регулирующая решетка серии ОВ-02-137, вып. 4

А — корпус решетки и запорный клапан; Б — регулятор для направления воздуха вверх или вниз и в оба направления; В — декоративная решетка из пластмассы, рассеивающая воздух в горизонтальных направлениях; Г — декоративная решетка из пластмассы с параллельными направляющими; 1 — створки запорного клапана поворачиваются все вместе специальным ключом; 2 — место установки одной из деталей Б, В или Г; 3 — створки регулятора направления поворачиваются специальным ключом до 30°

в стороны или вниз. Кроме того, устанавливая жалюзи под различными углами, можно получить неполные веерные струи, а также компактные струи, если жалюзи установлены параллельно.

При установке жалюзи параллельно друг другу струи, выходящие из решеток, расширяются под углом, в среднем равным 19° , а при настилении на плоскость они имеют одностороннее расширение под углом 10° .

Регулирование положения жалюзи дает возможность увеличить или уменьшить дальность струй. Угол расширения струи может быть доведен до 60° .

На рис. 8.9 и в табл. 8.6 приведены данные при-

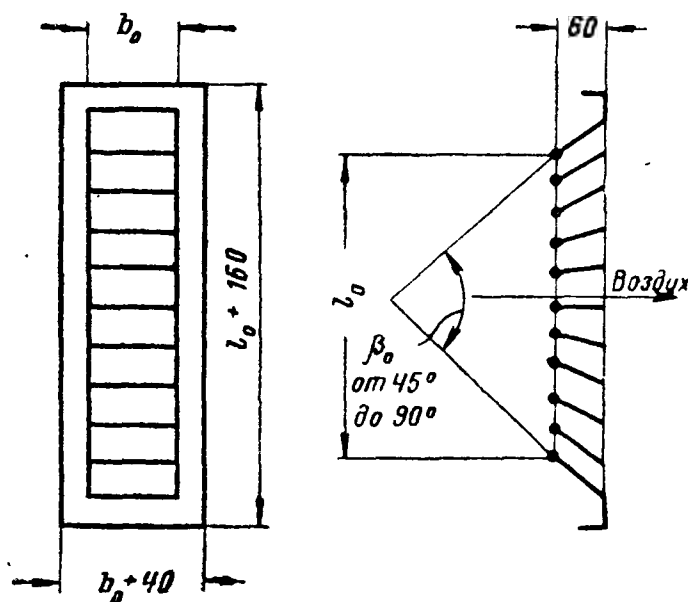


Рис. 8.10. Решетка типа РВ, серии 4.904-30

Таблица 8.6

Техническая характеристика
приточных регулирующих решеток типа РР,
серии ОВ-02-137, вып. 4

Исполнение решетки и наименование деталей	Основные размеры решетки $b_0 \times l_0$ в мм				
	100×200	100×400	200×200	200×400	200×600
А. Входящие детали	А1+ Б1	А2+ Б2	А3+ Б3	А4+ Б4	А5+ Б5
Расчетная площадь F_0 в m^2	0,02	0,04	0,04	0,08	0,12
Б. Входящие детали	А1+ В1	А2+ В2	А3+ В3	А4+ В4	А5+ В5
Расчетная площадь F_0 в m^2	0,016	0,032	0,032	0,064	0,096
В. Входящие детали	А1+ Г1	А2+ Г2	А3+ Г3	А4+ Г4	А5+ Г5
Расчетная площадь F_0 в m^2	0,02	0,04	0,04	0,08	0,12
Корпус и запорный клапан	А1	А2	А3	А4	А5
Регулятор направления	Б1	Б2	Б3	Б4	Б5
Декоративная рассеивающая решетка	В1	В2	В3	В4	В5
Декоративная решетка	Г1	Г2	Г3	Г4	Г5

точных регулирующих решетках серии ОВ-02-137, вып. 4, с помощью которых в исполнении А воздух может быть направлен вверх, вниз или горизонтально

компактной струей или неполной веерной струей, раскрывающейся в вертикальных направлениях; в исполнении Б воздух может быть выпущен неполной веерной струей, раскрывающейся в горизонтальных направлениях, а в исполнении В — только горизонтально-компактной струей.

На рис. 8.10 и в табл. 8.7 приведены данные о решетках типа РВ, серии 4.904-30, имеющих постоянно закрепленные направляющие, установленные под различными углами в пределах от 0 до 90° . Решетка выпускает неполные веерные струи и пригодна для распределения воздуха по схемам 1, 2, 3 и 4 (см. табл. 8.1).

При небольших воздухообменах в помещении (до трех обменов в час) приточный воздух можно подавать через решетки, не обеспечивающие направления, например через пластмассовые решетки, данные о которых приведены на рис. 8.11 и в табл. 8.8.

Таблица 8.7

Техническая характеристика
приточных решеток типа РВ,
серии 4.904-30

Типоразмер решетки $b_0 \times l_0$ в мм	Расчетная площадь F_0 в m^2
100×400	0,032
150×600	0,072
200×800	0,133

Таблица 8.8

Техническая характеристика
вентиляционных решеток из пластмассы

Тип	Габаритные размеры в мм	Площадь живого сечения F_0 в m^2	Вес в кг	Материалы
Л-100	320×206	0,0435	0,3	Ударопрочный полистирол
Л-101	250×250	0,028	0,21	То же
Л-102	244×170	0,018	0,093	"
Л-103	320×170	0,028	0,3	"
Л-105	244×170	0,016	0,093	Блочный полистирол
Л-106	Ø 220	0,009	0,105	Ударопрочный полистирол

Для распределения воздуха, выпускаемого в верхней зоне помещения, применяются также щелевые выпуски. Выходящие из них струи вначале сохраняют в поперечном сечении форму, подобную выходному сечению (плоская струя). Затем поперечное сечение струи постепенно меняется и на расстоянии $6l_0$ (l_0 — длинная сторона щели) превращается в круг.

Распределение воздуха, выходящего из решеток и щелевых выпусков, рассчитывается по формулам, приведенным в табл. 8.1, согласно указаниям п. 8.2.

Пример 8.3. Определить максимальный расход приточного воздуха через каждую из двух решеток типа РР, серии ОВ-02-137, вып. 4, размером 200×600 мм (см. рис. 8.9) I вариант — устанавливаются решетки в исполнении Б, дающие неполные веерные струи ($F_0 = 0,096 m^2$), при угле раствора лопаток $\beta = 90^\circ$; II вариант — в исполнении В, дающие компактные струи ($F_0 = 0,12 m^2$).

Решетки должны быть установлены на высоте $y \leq 2$ м над уровнем О или РЗ в помещении высотой $H_{\text{п}} = 5$ м, шириной 12 м и длиной (в направлении приточных струй) 6 м. Норми-

руемая скорость в О или РЗ равна $v_{\text{норм}} = 0,5$ м/сек. Рабочая разность температур $\Delta t_o = 5^\circ$, а допустимая разность температур в О или РЗ $\Delta t_{\text{доп}} = 1^\circ \text{C}$.

Подача воздуха производится горизонтальными неполными веерными (I вариант) и компактными (II вариант) струями.

Решение. I вариант. При общей высоте помещения 5 м все решетки, установленные на высоте $0,8 \cdot 5 = 4$ м и выше (см п. 8.2А), дадут струи, настилающиеся на потолок. Это создаст большую равномерность параметров в помещении. Ось приточных решеток устанавливаем на высоте 4 м от пола.

Предварительно было найдено

$$\bar{x} = 0,7 \frac{x_{\text{п}}}{\sqrt{F_{\text{п}}}} = 0,7 \frac{6 + 5 - 2}{\sqrt{\frac{12 \cdot 5}{2}}} = 1,15.$$

По графику на рис. 8.1 $K_c = 0,65$. При расстоянии между решетками $l = 6$ м и $\frac{l}{x_{\text{п}}} = \frac{6}{6 + 5 - 2} = 0,67$ по графику представ

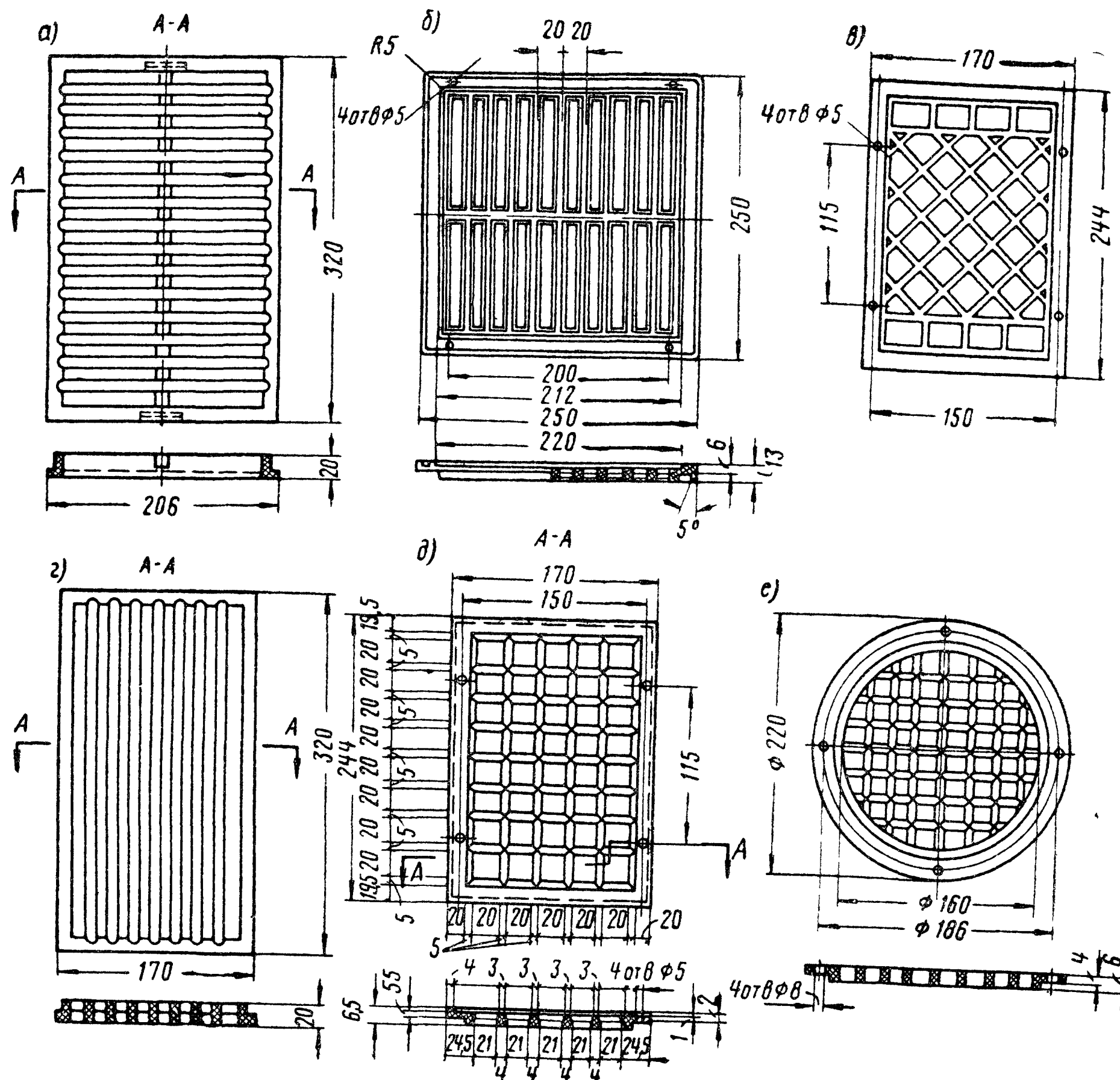


Рис. 8.11 Вентиляционные решетки из пластмассы

а — типа Л 100, б — Л-101, в — Л 102, г — Л 103, д — Л-105, е — Л 106

Расчет ведем как для настилающихся неполных веерных струй из решеток, установленных на высоте 4 м от пола, т.е. по схеме 2 в табл. 8.1, следовательно, должен быть сделан выбор из формул (8)–(10).

Находим отношение

$$\frac{x_{\text{п}}}{\sqrt{F_{\text{п}}}} = \frac{6 + 5 - 2}{\sqrt{\frac{12 \cdot 5}{2}}} = 1,64 > 0,5$$

Это показывает, что приточные струи стеснены ограждениями помещения. Определяем v_o последовательно по формулам (9) и (10) в табл. 8.1.

По формуле (9) в табл. 8.1

$$v_o = v_x \frac{x_{\text{п}}}{m_2 K_c K_B \sqrt{F_o}} = 1 \frac{6 + 5 - 2}{2,5 \cdot 0,65 \cdot 1,13 \sqrt{0,096}} = 15,9 \text{ м/сек.}$$

ленному на рис. 8.2 для двух струй, найдем $K_B = 1,13$, по формуле (8.3) определяем скорость

$$v_x = 2v_{\text{норм}} = 2 \cdot 0,5 = 1 \text{ м/сек.}$$

а по формуле (8.5)

$$v_{\text{обр}} = v_{\text{норм}} = 0,5 \text{ м/сек.}$$

По формуле (10) в табл. 8.1

$$v_o = v_{\text{обр}} \frac{2}{m_1} \sqrt{\frac{F_{\text{п}}}{F_o}} = 0,5 \frac{2}{1,8} \sqrt{\frac{12 \cdot 5}{2 \cdot 0,096}} = 9,8 \text{ м/сек}$$

Нижний край решетки лежит выше $H_{\text{р мин}}$, что видно из расчета по формуле (8.6)

$$H_{\text{р}} = 3,9 > H_{\text{р мин}} = 2 + 6 \cdot 0,1 = 2,6 \text{ м.}$$

где $H_p = 4 - 0,1 = 3,9$ м и учтено, что решетка в исполнении Б не дает дополнительного расширения струи в вертикальной плоскости.

Таким образом, максимальный расход воздуха через решетку, определяемый по меньшей из скоростей, полученных по расчету, равен

$$9,8 \cdot 0,096 \cdot 3600 = 3390 \text{ м}^3/\text{ч},$$

если скорость выпуска воздуха 9,8 м/сек допустима по условиям образования шума.

Воздухообмен в помещении будет

$$\frac{3390 \cdot 2}{5 \cdot 12 \cdot 6} = 18,8 \text{ объема помещения в час.}$$

Максимальная разность температур между воздухом помещения и струи равна по формуле (10) табл. 8.1:

$$\Delta t_x = \Delta t_o \frac{v_{\text{обр}} n_1}{v_o m_1} = 5 \frac{0,5 \cdot 1,2}{9,8 \cdot 1,8} = 0,17^\circ < 1^\circ.$$

Проверяем по формуле (8.17), обеспечены ли условия настиления струи на всей длине потолка

$$x_{\text{отр}} = 0,4 Z e^K \text{ м},$$

где Z — геометрическая характеристика струи, определяемая по формуле (8.14) при $m = m_2 = 2,5$ и $n = n_2 = 1,7$:

$$Z = 5,45 \cdot 2,5 \cdot 9,8 \sqrt{\frac{0,096}{(1,7 \cdot 5)^2}} = 25,5.$$

Величина e^K определяется по графику на рис. 8.5:

$$e^K = e^{0,35-0,7} = 0,705,$$

при $\frac{h_o}{b_o} = 1$ — по условиям установки решеток.

$$x_H = 0,4 \cdot 25,5 \cdot 0,705 = 7,19 > 6 \text{ м},$$

т. е. настиление струи обеспечено на всей длине потолка.

II вариант. Отношение $\frac{x_H}{\sqrt{F_H}} = 1,64$ (по предыдущему)

меньше 2,1; следовательно, компактные настиляющиеся струи следует рассчитывать по формуле (5) табл. 8.1, как свободные настиляющиеся струи:

$$v_o = v_x \frac{x_H}{m_2 K_B \sqrt{F_o}} = 1 \frac{6 + 5 - 2}{6,4 \cdot 1 \sqrt{0,12}} = 4 \text{ м/сек.}$$

при $\frac{l}{x_H} = \frac{6}{6 + 5 - 2} = 0,67$ — по графику на рис. 8.2 $K_B = 1$.

Геометрическую характеристику определяем по формуле (8.14) при $m = m_2 = 6,4$ и $n = n_2 = 4,5$:

$$Z = 5,45 \cdot 6,4 \sqrt{\frac{0,12}{(4,5 \cdot 5)^2}} = 17,7 \text{ м}; x_{\text{отр}} = 0,5 \cdot 17,7 \cdot 0,705 = 6,25 > 6 \text{ м},$$

т. е. отрыва струи от потолка не произойдет.

Полученная скорость $v_o = 4$ м/сек является расчетной, и, следовательно, максимальный расход воздуха через решетку равен $4 \cdot 0,12 \cdot 3600 = 1728 \text{ м}^3/\text{ч}$ вместо $3390 \text{ м}^3/\text{ч}$ в I варианте, или 51%.

Максимальная разность температур равна

$$\Delta t_x = 5 \frac{4,5 \cdot 1 \sqrt{0,12}}{6 + 5 - 2} = 0,85^\circ < 1,2 = 2^\circ,$$

так как $\Delta t_x = 2t_{\text{доп}}$.

Г. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПОТОЛОЧНЫЕ ПЛАФОНЫ

Потолочными плафонами называются воздухораспределители, направляющие воздух радиально относительно оси канала или отверстия, по которому к ним подводится воздух. Эта ось считается осью плафона.

Различают простые плафоны, универсальные тарельчатые, шестидиффузные, двухструйные, плафоны для направленной подачи и комбинированные.

В зависимости от конструкции плафона, уровня установки его в помещении, скорости выпуска воздуха и рабочей разности температур можно получить веерные струи воздуха, настиляющиеся на потолок, а затем на стены помещения по схеме 5 или непосредственно попадающие в обслуживаемую зону по схеме 4, а также обоими способами по схеме 6 (см. табл. 8.1)

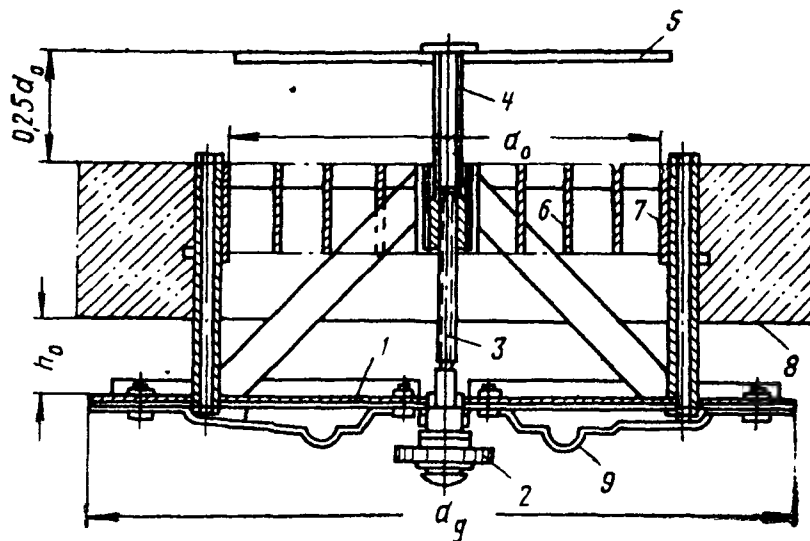


Рис. 8.12. Простой потолочный плафон

1 — шумопоглощающая обкладка; 2 — ручка; 3 — винт; 4 — втулка; 5 — диск; 6 — опорная рама; 7 — закладное кольцо со спрямляющей решеткой; 8 — потолок; 9 — декоративный диск

Плафоны устанавливаются преимущественно в уровень с плоскостью потолка, но иногда располагаются непосредственно на воздуховоде на различных расстояниях от потолка помещения.

На практике применяются круглые, квадратные и прямоугольные плафоны. Расчетом определяется максимальная допустимая скорость воздуха v_o м/сек в поперечном сечении горловины плафона F_o м². В зависимости от F_o находится диаметр горловины плафона d_o (или линейные размеры — при квадратном и прямоугольном плафоне), а затем связанные с ним остальные размеры плафона.

Подачу воздуха рассчитывают по указаниям п. 8.2, руководствуясь схемами 4—6 и формулами (20), (25)—(27), приведенными в табл. 8.1, с помощью коэффициентов m_1 , m_2 , n_1 , n_2 , которые даны в табл. 8.2.

Применяя простые плафоны (рис. 8.12), следует назначать:

диаметр диска

$$d_d \geq 1,5 d_o \text{ м} \quad (8.31)$$

и расстояние между потолком и диском

$$h_o \geq 0,25 \frac{d_o^2}{d_d} \text{ м.} \quad (8.32)$$

Универсальный (тарельчатый) плафон (рис. 8.13, табл. 8.9) предназначен для распределения воздуха настильными на потолок или направленными под углом вниз веерными струями; в первом случае плоскость NM плафона должна устанавливаться в уровень с поверх-

ностью потолка помещения, а во втором случае плафон может быть опущен ниже потолка.

Для распределения настилающимися струями отражающий диск должен быть опущен ниже плоскости NM на $0,05 d_0$, а при распределении воздуха струями, направленными под углом вниз, отражающий диск вдвигается в глубь диффузора на величину $0,01 d_0$ от плоскости NM .

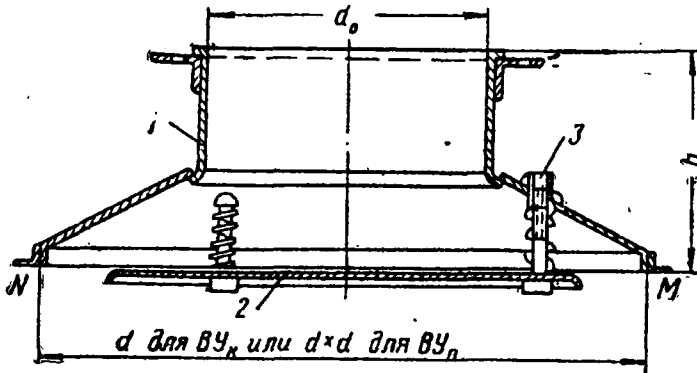


Рис. 8.13. Универсальный тарельчатый плафон типа ВУ, серии 4.904-21, вып. 2

1 — корпус; 2 — диск отражателя; 3 — винт для регулирования положения диска

Таблица 8.10
Техническая характеристика универсального тарельчатого плафона типа ВУ, серии 4.904-21, вып. 2

Тип	Размеры в мм			F_0 в m^2
	d_0	d	h	
ВУ-2	250	500	125	0,05
ВУ-3	315	630	160	0,08
ВУ-4	400	800	200	0,13
ВУ-5	500	1000	250	0,2
ВУ-6	630	1260	315	0,31
ВУ-8	800	1600	400	0,5

Примечание. Плафоны изготавливаются с круглыми (тип ВУ_к) и квадратными (тип ВУ_п) диффузором и отражателем. Присоединительный патрубок в обоих случаях имеет круглое сечение диаметром d_0 .

Для размещения плафонов потолок следует разделить на квадраты или прямоугольники с отношением сторон не более 3:2 и устанавливать плафоны на пересечении диагоналей каждой из этих площадок. Расстояние между центрами плафонов должно находиться в пределах от 10 до 20 диаметров горловины.

Вытяжку из верхней зоны рекомендуется делать рассредоточенно так, чтобы расстояние между центрами приточных и вытяжных отверстий было не менее шести диаметров горловины плафона d_0 ; при меньших расстояниях вытяжные патрубки следует опустить ниже потолка на расстояние $0,6 d_0$.

Количество устанавливаемых плафонов определяется по формуле

$$P = \frac{\Sigma L_0}{2820 v_0 d_0^2} \text{ шт.}, \quad (8.33)$$

где d_0 — диаметр горловины плафона в м, найденный по расчету, или ближайший меньший стандартный диаметр; ΣL_0 — общее количество воздуха, выпускаемого через плафоны в данном помещении, в $m^3/ч$.

Для обеспечения в помещении средней скорости движения воздуха $0,2 m/сек$ и ниже через плафоны типа ВУ рекомендуется подавать не более $40 m^3/ч$ на $1 m^2$ площади пола помещения, а при скорости движения воздуха до $0,3 m/сек$ — не более $48 m^3/ч$, что, например, при высоте помещения 4 м соответствует 10- и 12-кратному обмену в час.

Плафоны типа ВДШ (рис. 8.14, табл. 8.10) дают струи, расходящиеся под углом в стороны и вниз, поэтому их называют двухструйными плафонами.

Площадь горловины плафона типа ВДШ следует принимать не более

$$F_{0\text{ макс}} \leq 0,013 x_{\text{п}}^2 m^2, \quad (8.34)$$

где $x_{\text{п}}$ — расстояние до О или РЗ по схеме 6 табл. 8.1.

Тогда максимальные отклонения местных температур от средней температуры в О или РЗ ориентировочно составят

$$\Delta t_{\text{ср}} \leq \pm 0,08 \Delta t_0 \text{ град.} \quad (8.35)$$

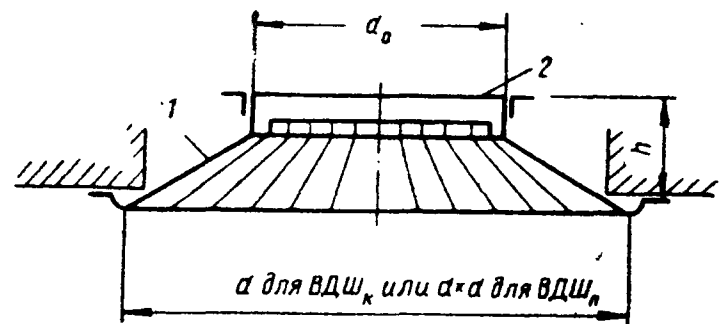


Рис. 8.14. Шестидиффузорный двухструйный плафон типа ВДШ серии 4.904-29

1 — диффузор; 2 — присоединительный патрубок

Для того чтобы обеспечить в зоне обслуживания скорость движения воздуха в пределах до $0,2 m/сек$, через плафоны ВДШ рекомендуется подавать не более $50 m^3/ч$ на $1 m^2$ площади пола помещения, а для обеспечения скорости движения воздуха до $0,3 m/сек$ — до $60 m^3/ч$.

Двухструйные плафоны типа ВДП, серии 4.904-23 (рис. 8.15, табл. 8.11) дают струи, настилающиеся на потолок, и струи, поступающие через перфорированный диск непосредственно в О или РЗ

Таблица 8.10

Техническая характеристика шестидиффузорных (двухструйных) плафонов типа ВДШ, серии 4.904-29

Тип	Размеры в мм			F_0 в m^2
	d_0	d	h	
ВДШ-2	250	500	136	0,05
ВДШ-3	315	630	153	0,08
ВДШ-4	400	800	196	0,13
ВДШ-5	500	1000	222	0,2
ВДШ-6	630	1260	256	0,31
ВДШ-8	800	1600	299	0,5

Примечание. Плафоны изготавливаются с круглым (тип ВДШ_к) и квадратным (тип ВДШ_п) диффузорами. Присоединительный патрубок в обоих случаях имеет круглое сечение диаметром d_0 .

Таблица 8.11

Техническая характеристика
двухструйных потолочных плафонов типа ВДП, серии 4.904-23

Тип	Размеры в мм				F_0 в м ²
	d_0	d_d	b	h	
ВДП-2	250	375	25—75	250	0,05
ВДП-3	315	475	30—95	250	0,08
ВДП-4	400	600	40—120	250	0,13
ВДП-5	500	750	50—150	250	0,2
ВДП-6	630	945	65—190	250	0,31
ВДП-8	800	1200	80—240	250	0,5

Примечание. Плафоны изготавливаются с круглым отражательным диском ВДП_к и с квадратным отражателем ВДП_к. Присоединительный патрубок в обоих случаях имеет круглое сечение диаметром d_0 .

Плафоны типа ВДШ и ВДП следует рассчитывать, руководствуясь схемой 6, формулами (26) — (27) табл. 8.1 и данными табл. 8.2.

При выпуске воздуха из плафона струями, настилающимися на потолок, под плафоном создается раз-

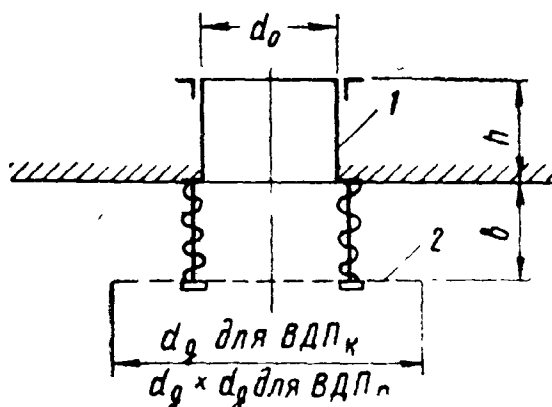


Рис. 8.15 Двухструйный потолочный плафон типа ВДП серии 4.904-23

1 — присоединительный патрубок;
2 — отражательный перфорированный диск

режение, и в эту зону поднимаются восходящие струи, несущие наиболее нагретый и содержащий повышенные концентрации вредных выделений воздух. Поэтому вытяжные отверстия в верхней зоне можно размещать по оси серии плафонов, установленных в один ряд (рис. 8.16), или встраивать в конструкцию плафонов.

Плафоны с вытяжными отверстиями называются приточно-вытяжными или комбинированными плафонами типа ВК (рис. 8.17, табл. 8.12).

Плафоны типа ВК рассчитываются по схеме 5 и формуле (25) (см. табл. 8.1). Испытания комбинированных плафонов в производственных условиях показали, что при воздухообменах, превышающих 25 объемов помещения в час, часть приточного воздуха начинает засасываться в вытяжное отверстие, а эффективность такого распределения воздуха снижается.

Расчет плафонов, дающих веерные настилающие струи, направленные только в две стороны (рис. 8.16), следует вести по схеме 2 и формулам (11)—(13)

табл. 8.1 как для приточных щелевых выпусков, расположенных под потолком помещения.

Таблица 8.12

Техническая характеристика
комбинированных приточно-вытяжных плафонов типа ВК, серии ОВ-02-137, вып. 5

Тип	Размеры в мм					F_0 в м ²
	d_0	d_1	d_2	h_1	h_2	
ВК-3	315	630	200	620	390	0,046
ВК-4	400	800	280	720	450	0,064
ВК-5	500	1000	315	788	500	0,12
ВК-6	630	1260	400	910	580	0,19
ВК-8	800	1600	500	1055	675	0,3

Примечание. Плафоны изготавливаются с круглыми (тип ВК_к) и квадратными (тип ВК_п) диффузором и отражателем. Присоединительные патрубки в обоих случаях имеют круглое сечение диаметром d_0 и d_2 .

Пример 8.4. Распределитель $\Sigma L_0 = 280\,000$ м³/ч воздуха через тарельчатые универсальные плафоны типа ВУ настилающимися струями в цехе, имеющем 10 пролетов 18×12 м каждый, общей площадью 2160 м² и высотой 5,6 м. Температура в рабочей зоне помещения 20° С. Подаваемый воздух имеет температуру 12° С, т. е. рабочая разность температур $\Delta t_0 = 8^\circ$. Скорость движения воздуха в обслуживаемой зоне помещения должна быть равна $v_{\text{норм}} = 0,25$ м/сек.

Решение. Проектируем установку четырех плафонов в каждом пролете цеха, размещая плафоны на пересечении диагоналей прямоугольников 6×9 м. Тогда наиболее короткий путь от

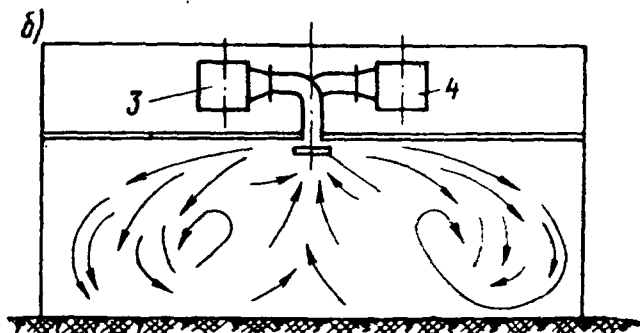
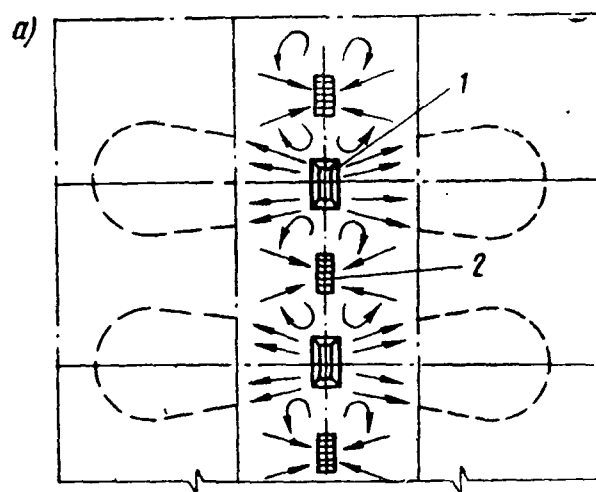


Рис. 8.16. Схема расположения приточных плафонов и вытяжных решеток

а — план потолка; б — разрез; 1 — приточный плафон; 2 — вытяжная решетка; 3 — приточный воздуховод; 4 — вытяжной воздуховод

плафона по схеме 5 табл. 8.1 до рабочей зоны будет $l = \frac{6}{2} = 3 \text{ м}$, $x_{\text{п}} = 5,6 - 2 = 3,6 \text{ м}$, т. е. всего $3 + 3,6 = 6,6 \text{ м}$.

Отношение $\frac{l}{x_{\text{п}}} = \frac{3}{3,6} = 0,83 < 1,5$; следовательно, расчет должен производиться по схеме 5 и формуле (25) в табл. 8.1. Принимаем плафон ВУК-8 (см. табл. 8.9), имеющий расчетную площадь $F_0 = 0,5 \text{ м}^2$.

Тогда

$$v_0 = v_x \frac{x_{\text{п}} + l}{m_2 K_c \sqrt{F_0}} = 0,5 \frac{3,6 + 3}{1,35 \cdot 0,9 \sqrt{0,5}} = 3,84 \text{ м/сек.}$$

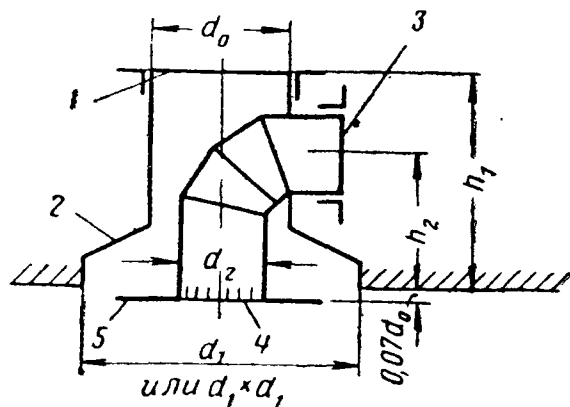


Рис. 8.17. Комбинированный приточно-вытяжной плафон типа ВК, серии ОВ-02-137, вып. 5

1 — присоединительный патрубок к приточному воздуховоду; 2 — диффузор; 3 — присоединительный патрубок к вытяжному воздуховоду; 4 — вытяжная решетка; 5 — отражатель

где $m_2 = 1,35$ по табл. 8.2;
 $K_c = 0,9$ по графику на рис. 8.1 при

$$0,1 \bar{l} = \frac{0,1l}{\sqrt{F_0}} = \frac{0,1 \cdot 3}{\sqrt{0,5}} = 0,425,$$

$$\frac{l}{x_{\text{п}}} = \frac{3,0}{3,6} = 0,83,$$

что соответствует точке А на кривой 9 графика.

$$v_x = 2v_{\text{норм}} = 2 \cdot 0,25 = 0,5 \text{ м/сек [по формуле (8.3)]}.$$

Максимальная пропускная способность плафона при этом равна

$$0,5 \times 3,84 \times 3600 = 6912 \text{ м}^3/\text{ч},$$

а всего при установке $4 \cdot 10 = 40$ плафонов

$$6912 \times 40 = 276\,500 \approx 280\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Максимальная разность температур в рабочей зоне будет равна

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \frac{n_2 K_c \sqrt{F_0}}{x_{\text{п}} + l} = 8 \frac{1,1 \cdot 0,9 \sqrt{0,5}}{3,6 + 3} = 0,85^\circ < 1^\circ.$$

т. е. на оси струи при входе в рабочую зону температура будет равна $20 - 0,85 = 19,15^\circ$.

Д. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА СТРУЯМИ, НАПРАВЛЕННЫМИ ВВЕРХ

При подаче приточного воздуха с помощью струй, выпускаемых под окнами или у стен и направленных вверх (рис. 8.18), наибольшая относительная высота вертикальной струи воздуха

$$\bar{y}_{\text{макс}} = \frac{y_{\text{макс}}}{\sqrt{F_0}} = M \sqrt[3]{\frac{m_1}{\text{Ar}^2}}. \quad (8.36)$$

Максимальная площадь живого сечения на выходе воздуха, при которой возможна подача вертикальной струи холодного воздуха общей длиной $x_{\text{п}}$ м, направленной снизу вверх по схеме на рис. 8.18, равна

$$F_{\text{ж.с. макс}} = 1,76 \cdot 10^{-5} \times \left[\frac{L_0}{\sqrt{\frac{\Delta t_0}{T_{\text{окр}}}} \sqrt{\frac{x_{\text{п}}^3}{m_1}}} \right]^{1,14} \text{ м}^2, \quad (8.37)$$

где M — коэффициент, равный 0,45 для свободной струи и 0,64 при настилении струи на стену;

m_1 — коэффициент по табл. 8.2;

Ar — критерий Архимеда по формулам (8.11) или (8.12);

L_0 — количество воздуха, выпускаемого через насадок, в $\text{м}^3/\text{ч}$;

$x_{\text{п}} = y + l + (H_{\text{п}} - h)$ — длина струи в м по схеме на рис. 8.18, причем $l \geq 0,7l_{\text{п}}$;

Δt_0 — рабочая разность температур в град;

$T_{\text{окр}}$ — температура окружающего воздуха в $^\circ\text{К}$.

Максимальная скорость воздуха, а также разность между температурой помещения на границе зоны обслуживания или рабочей зоны и минимальной темпе-

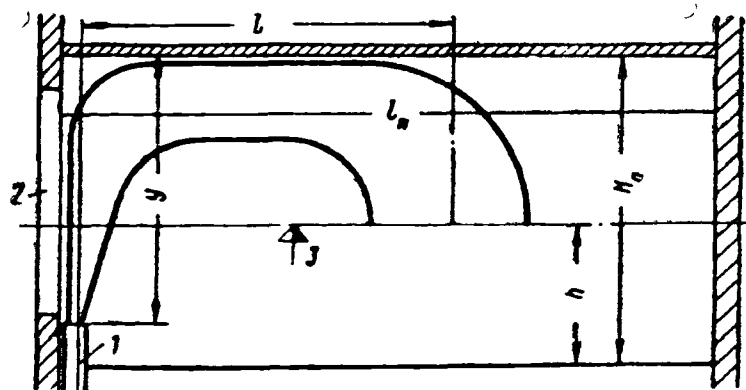


Рис. 8.18. Схема подачи приточного воздуха струей, направленной вверх

1 — приточный патрубок; 2 — струя; 3 — уровень рабочей или обслуживаемой зоны

ратурой в струе определяются по схеме 2 и формулам (5) — (7) или (8) — (10), или (11) — (13), приведенным в табл. 8.1. Величину $x_{\text{п}}$ принимать, как указано для формулы (8.37). Расчет вести, исходя из схемы на рис. 8.18, определяя $F_{\text{п}} = H_{\text{п}} \cdot B$, считая, что B ширина помещения в м, приходящая на одну струю.

При недостаточной дальности струи возможно образование застойных зон в помещении.

Для помещений небольшой высоты ($H_{\text{п}} = 2,6 \text{ м}$) рекомендуется подавать холодный воздух через насадки в полу, обеспечивающие сравнительно медленное уменьшение скорости в струе (табл. 4.5).

Скорость при выходе из насадка следует принимать не менее $2,5 \text{ м/сек}$, если $\Delta t = 11^\circ$, и не менее $1,25 \text{ м/сек}$, если $\Delta t = 8,5^\circ \text{С}$.

При применении насадков, обеспечивающих быстрое уменьшение скоростей в струе при $m_1 \leq 2$, и если $\Delta t_0 = 11^\circ \text{С}$, необходима скорость воздуха при выходе из насадка не менее $3,75 \text{ м/сек}$, а при $\Delta t_0 = 8,5^\circ \text{С}$ — соответственно $2,5 \text{ м/сек}$.

При режиме нагревания помещения большие скорости выпуска дают лучшие результаты, чем малые; рабочая разность температур при выпуске медленно затухающих струй рекомендуется $15 - 20^\circ$, а при быстро затухающих $35 - 40^\circ \text{С}$.

Пример 8.5. Рассчитать подачу воздуха вертикальными струями (рис. 8.18) из трех одинаковых патрубков для ассимиляции тепла в помещении объемом $4 \cdot 5,5 \cdot 2,44 = 53,7 \text{ м}^3$ при удельных выделениях тепла $20,2 \text{ ккал/м}^3$ в час, при 17-кратном воздухообмене и высоте обслуживаемой зоны $1,8 \text{ м}$. Воздух выпускается через решетки в плинтусе; коэффициент $m_1 = 4,5$, $m_2 = 6,4$ и $n_2 = 4,5$.

Решение. Рабочая разность температур составляет

$$\Delta t_o = \frac{20,2}{17 \cdot 0,24 \cdot 1,2} = 4,1^\circ \text{С.}$$

Количество подаваемого воздуха $L_o = 53,7 \cdot 17 = 912 \text{ м}^3/\text{ч}$ или по $304 \text{ м}^3/\text{ч}$ из каждого патрубка.

Максимальная площадь каждого из трех выпускных патрубков при необходимой длине струи [по формуле (8.37) и схеме на рис. 8.18]

$$x_{\text{п}} = 2,3 + 0,7 \cdot 5,5 + (2,44 - 1,8) = 6,79 \text{ м.}$$

$$F_{\text{ж.с. макс.}} = 1,76 \cdot 10^{-5} \left(\frac{304}{\sqrt{\frac{4,1}{291}} \sqrt{\frac{6,79^3}{4,5}}} \right)^{1,14} = 0,04 \text{ м}^2.$$

Скорость выхода воздуха из каждого патрубка

$$v_o = \frac{304}{3600 \cdot 0,04} = 2,1 \text{ м/сек.}$$

При $m_2 = 6,4$ патрубок дает компактную настилающуюся струю, поэтому расчет ведем по формулам (5)–(7) и схеме 2 табл. 8.1. При $x_{\text{п}} = 6,79 \text{ м}$ и $F_{\text{п}} = \frac{4 \cdot 2,44}{3} = 3,25 \text{ м}^2$

$$\frac{x_{\text{п}}}{\sqrt{F_{\text{п}}}} = \frac{6,79}{\sqrt{3,25}} = 3,75,$$

поэтому расчет ведем по формуле (6), считая искомым

$$v_x = v_o \frac{m_2 K_c K_b \sqrt{F_o}}{x_{\text{п}}} = 2,1 \frac{6,4 \cdot 0,73 \cdot 1 \sqrt{0,04}}{6,79} = 0,29 \text{ м/сек.},$$

так как $K_c = 0,73$ при $\bar{x} = \frac{0,7 x_{\text{п}}}{\sqrt{F_{\text{п}}}} = \frac{0,7 \cdot 6,79}{\sqrt{3,25}} = 2,6$ (кривая 1 на рис. 8.1);

$$K_b \approx 1 \text{ при } \frac{l_1}{x_{\text{п}}} = \frac{1,8}{6,79} = 0,265 > 0,14 \text{ (рис. 8.1);}$$

$$\Delta t_x = \Delta t_o \frac{v_x n_2}{v_o m_2} = 4,1 \frac{0,29 \cdot 4,5}{2,1 \cdot 6,4} = 0,4^\circ.$$

Е. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПОТОЛОЧНЫЕ ПЕРФОРИРОВАННЫЕ ПАНЕЛИ

Распределение воздуха через перфорированные потолочные панели применяется для того, чтобы достигнуть минимальной скорости воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне, главным образом в низких помещениях. Этот способ обеспечивает резкое снижение скорости и выравнивание температур в непосредственной близости к месту выпуска воздуха.

Основной характеристикой перфорированной панели является коэффициент живого сечения

$$K_{\text{ж.с}} = \frac{F_{\text{ж.с}}}{F_{\text{пан}}} = 0,785 \left(\frac{d}{t} \right)^2, \quad (8.38)$$

где $F_{\text{ж.с}}$ — площадь живого сечения в м^2 ;

$F_{\text{пан}}$ — площадь панели в м^2 ;

d — диаметр отверстий в м ;

t — шаг отверстий в м .

¹ Использованы результаты исследований канд. техн. наук М. И. Гримитална.

При равномерном коридорном расположении отверстий шаг равен расстоянию между центрами отверстий, а при равномерном шахматном расположении — диаметру касающихся окружностей, проведенных из центров отверстий. В других случаях $K_{\text{ж.с}}$ определяется из прямого отношения площадей $\frac{F_{\text{ж.с}}}{F_{\text{пан}}}$.

Достигнуть хорошего распределения воздуха в зоне обслуживания или в рабочей зоне можно, применяя перфорированные панели с шагом отверстий $t > 3d$, что соответствует живому сечению панели менее 9% ее

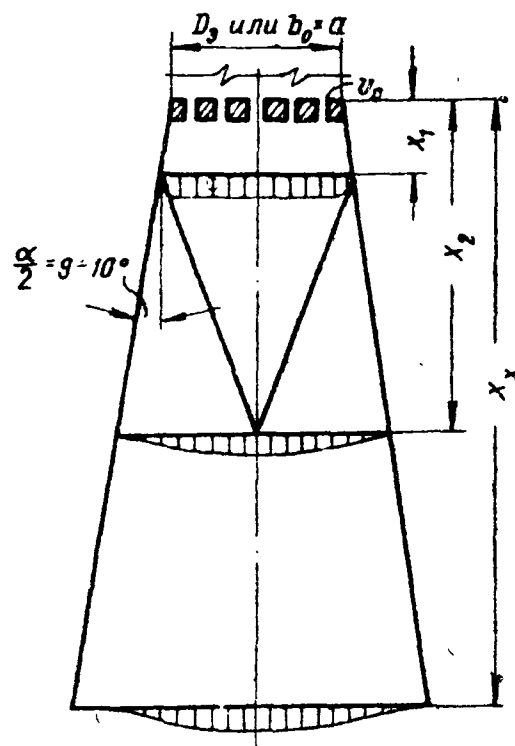


Рис. 8.19. Схема изотермической струи, выходящей из перфорированной панели

полной площади. В некоторых случаях применяют панели, имеющие $100 K_{\text{ж.с}} = 0,2 \div 0,3\%$.

Отверстия в перфорированных панелях рекомендуется, как правило, делать диаметром $d = 0,002 \div 0,01 \text{ м}$, но в отдельных случаях в высоких помещениях допускается доводить до $d = 0,02 \text{ м}$.

Диаметр отверстий связан с толщиной материала панели δ и условиями обеспечения выхода струй воздуха в направлении, перпендикулярном панели, поэтому желательно иметь отношение $\frac{\delta}{d} \geq 1 \div 2$.

Перфорированные потолочные панели делаются квадратными, прямоугольными, а иногда и круглыми.

Схема изотермической струи, выходящей из отдельной перфорированной потолочной панели, занимающей небольшую часть потолка, приведена на рис. 8.19. Струя имеет три участка: формирования длиной x_1 , начальный x_2 — x_1 и основной x_x — x_2 в м .

На участке формирования из отдельных струй образуется общая струя, которая затем развивается по законам осесимметричных или плоских струй.

Угол α° раскрытия слившейся изотермической струи, выходящей из круглой перфорированной панели, практически постоянен и равен $18-20^\circ$. При выходе из вы-

тянутых прямоугольных панелей с отношением сторон $b_0 : a$ от 10 до 20 на расстоянии до $15 b_0$ струи раскрываются под тем же углом $18-20^\circ$ во все стороны.

Участок формирования общей изотермической струи, выходящей из перфорированных панелей, имеет длину

$$x_1 = 5 t \text{ м}, \quad (8.39)$$

а расстояние от панели до начала основного участка струи, выходящей из круглых, квадратных и вытянутых прямоугольных панелей:

$$x_2 = 4 b_0 \text{ м}, \quad (8.40)$$

где t — шаг между осями отверстий в панели в м;
 b_0 — ширина панели в м; для круглых панелей $b_0 = 0,89 D_{\text{пан}}$
 $(D_{\text{пан}}$ — диаметр панели в м).

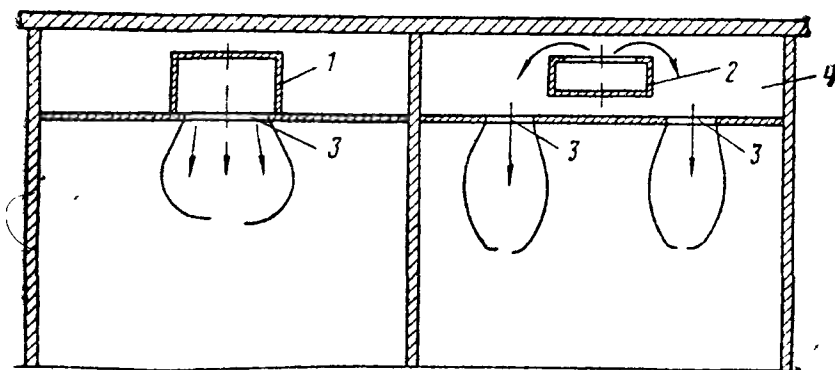


Рис. 8.20. Два способа подачи воздуха через перфорированные панели

1 — панели непосредственно связаны с приточными воздуховодами; 2 — связь между перфорированными панелями и воздуховодами осуществляется через камеру давления; 3 — перфорированные панели; 4 — камера давления

Если перфорированные панели непосредственно связаны с системой воздуховодов (рис. 8.20), то верхний предел скоростей воздуха при выходе из отверстий v_0 м/сек ограничивается акустическими условиями и заданной скоростью воздуха в О или РЗ, а при камере давления также и условиями ее герметичности. Практически в последнем случае рекомендуется принимать $v_0 \leq 4$ м/сек.

Рабочая разность температур Δt_0 при подаче холодного воздуха допускается до $\Delta t_0 = t_{\text{п}} - t_0 \leq 15^\circ$ при малых живых сечениях панелей — порядка $100 K_{\text{ж.с}} \leq 0,5\%$. Принимая большие $K_{\text{ж.с}}$, рекомендуется уменьшать Δt_0 , и при $100 K_{\text{ж.с}} = 5\%$ рабочую разность температур не следует принимать больше $\Delta t_0 = 5^\circ$.

Перфорированные панели следует размещать на потолке помещения в виде полос, квадратных или круглых участков, общая площадь которых $\Sigma F_{\text{пан}}$, как правило, не должна превышать 50% общей площади потолка $F_{\text{пот}}$, хотя при $100 K_{\text{ж.с}} < 1\%$ допускается перфорация всего потолка $\Sigma F_{\text{пан}} = F_{\text{пот}}$ в м².

При $\Sigma F_{\text{пан}} \leq 0,5 F_{\text{пот}}$ и когда верхняя граница обслуживаемой или рабочей зоны помещения находится в пределах начального участка струи $x_2 = H_{\text{п}} - h \leq 4 b_0$, среднюю из максимальных скоростей воздуха (сопоставимую с нормируемой скоростью) на заданном расстоянии $x = H_{\text{п}} - h$ м от панели следует определять по формуле М. И. Гримитлина:

$$v_{x,1} = v_0 K_c K_n K_B \sqrt{\frac{K_{\text{ж.с}}}{\mu}} \text{ м/сек}, \quad (8.41)$$

а среднюю из максимальных разностей (сопоставимую

с допускаемой разностью) температур в О или РЗ следует определять по формуле

$$\Delta t_{x,1} = \Delta t_0 \frac{K_B}{K_c K_n} \sqrt{\frac{K_{\text{ж.с}}}{\mu}} \text{ град}, \quad (8.42)$$

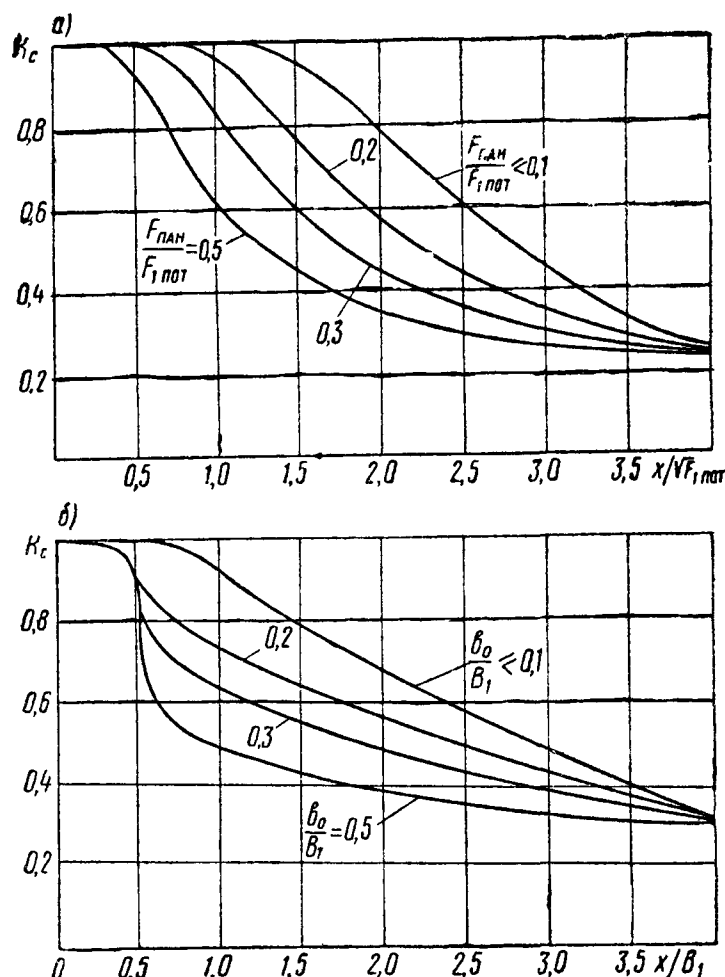


Рис. 8.21. Коэффициент для учета степени стеснения струй

а — выходящих из квадратных и круглых панелей;
 б — из вытянутых прямоугольных панелей

где v_0 — скорость воздуха при выходе из отверстий в м/сек;
 K_c — коэффициент для учета степени стеснения струй определяется по графику в зависимости от расстояния x в м между потолком и О или РЗ (рис. 8.21, а), площади панели $F_{\text{пан}}$ в м² и площади потолка, приходящейся на одну панель $F_{\text{пот}}$ в м², или (рис. 8.21, б) от ширины прямоугольной вытянутой панели b_0 в м и ширины помещения B_1 в м, приходящейся на одну панель;
 K_n — коэффициент для учета неизотермичности струй при выпуске холодного воздуха f (А); определяется по графику, приведенному на рис. 8.22, причем для квадратных и круглых панелей

$$A = 0,009 \frac{\Delta t_0 x^2}{v_0^2 K_c^3 \sqrt{F_{\text{пан}} K_{\text{ж.с}}}}; \quad (8.43)$$

для прямоугольных вытянутых панелей

$$A = 0,01 \frac{\Delta t_0}{v_0^2 K_c^3} \sqrt{\frac{x^3}{b_0 K_{\text{ж.с}}}}; \quad (8.44)$$

K_B — коэффициент для учета взаимодействия струй, выходящих из панелей, расположенных рядом; принимается как для компактных и плоских струй (рис. 8.2);

$K_{ж.с}$ — коэффициент живого сечения панели в долях единицы;

μ — коэффициент расхода; при нормальном подводе воздуха к панели, например из камеры давления (рис. 8.20), если толщина панели $\delta \leq 0,5d$ (здесь d — диаметр отверстия), величина μ равна в среднем 0,75, а при $\delta \geq d$ величина $\mu = 1$; при выпуске воздуха через панели, присоединенные к воздуховодам равномерной раздачи (рис. 8.20), $\mu = 0,5$;

Δt_o — рабочая разность температур в град.

При тех же условиях $\Sigma F_{пан} \leq 0,5 F_{пот}$, но когда граница О или РЗ находится в пределах основного участка струи $x = H_{п} - h > 4 b_o$ (здесь $H_{п}$ — высота поме-

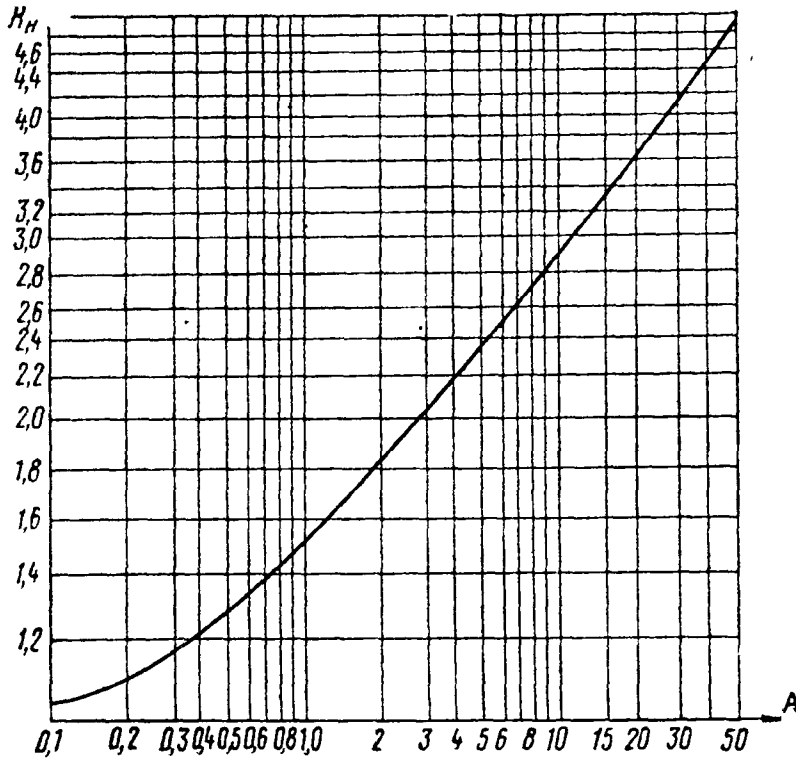


Рис. 8.22. Коэффициент $K_n = f(A)$ для учета неизо-термичности при выпуске воздуха через перфориро-ванные панели

щения в м; h — высота обслуживаемой или рабочей зоны помещения в м), средняя из максимальных скоростей воздуха (сопоставимая с нормируемой скоростью) на заданном расстоянии x в м от вытянутых прямоугольных панелей находится по формуле

$$v_{x,2} = v_{x,1} m \sqrt{\frac{b_o}{x}} \text{ м/сек,} \quad (8.45)$$

а средняя из максимальных разностей температур в О или РЗ — по формуле

$$\Delta t_{x,2} = \Delta t_{x,1} n \sqrt{\frac{b_o}{x}} \text{ град.} \quad (8.46)$$

Для квадратных и круглых панелей при $x \geq 4 b_o$ величина скорости воздуха, сопоставимой с нормируемой скоростью:

$$v_{x,3} = 1,13 v_{x,1} m \frac{\sqrt{F_{пан}}}{x} \text{ м/сек;} \quad (8.47)$$

разность температур, сопоставимая с допустимой

$$\Delta t_{x,3} = 1,13 \Delta t_{x,1} n \frac{\sqrt{F_{пан}}}{x} \text{ град,} \quad (8.48)$$

где

m — коэффициент, характеризующий падение максимальных скоростей в струе, при нормальном подводе воздуха к панели, равный: 4 — для квадратных и круглых панелей; 2 — для прямоугольных вытянутых панелей; для всех панелей при касательном подводе воздуха $m = 1,8$;

n — коэффициент, характеризующий уменьшение максимальной разности температур в струе и равный 0,82;

$H_{п}$ и h — высота помещения и высота О или РЗ в м;

x , $F_{пан}$, b_o , $v_{x,1}$, $\Delta t_{x,1}$ — см. формулы (8.41) и (8.42).

Если воздух выпускается через перфорированные панели, занимающие всю площадь потолка $\Sigma F_{пан} = F_{пот}$, то среднюю из максимальных скоростей, сопоставимую с нормируемой скоростью воздуха $x \geq 5t$, следует определять по формуле

$$v_x = 1,2 v_o K_n \sqrt{\frac{K_{ж.с} i}{\mu}} \text{ м/сек,} \quad (8.49)$$

а среднюю из максимальных (сопоставимую с допустимой) разностей температур в О или РЗ — по формуле

$$\Delta t_x = \frac{\Delta t_o}{K_n} \sqrt{\frac{K_{ж.с}}{i \mu}} \text{ град,} \quad (8.50)$$

где v_o , v_x , $K_{ж.с}$, μ , Δt_o , Δt_x , t — аналогичны приведенным для формул (8.38), (8.41) — (8.42);

i — коэффициент, характеризующий падение количества движения в струе, определяемый по графику на рис. 8.23;

$K_n = f(A)$ — коэффициент неизо-термичности по графику на рис. 8.22 при

$$A = 0,1 \frac{\Delta t_o}{v_o^2} \cdot \frac{d}{K_{ж.с} \sqrt{i^3}}, \quad (8.51)$$

d — диаметр отверстия в м.

Увеличение скоростей под влиянием гравитационных сил при подаче воздуха через перфорированный потолок происходит главным образом на участке формирования (рис. 8.19, $x_1 = 5t$), а затем влияние гравитационных сил практически не сказывается.

При выпуске воздуха через перфорированные панели, суммарная площадь которых составляет от 30 до

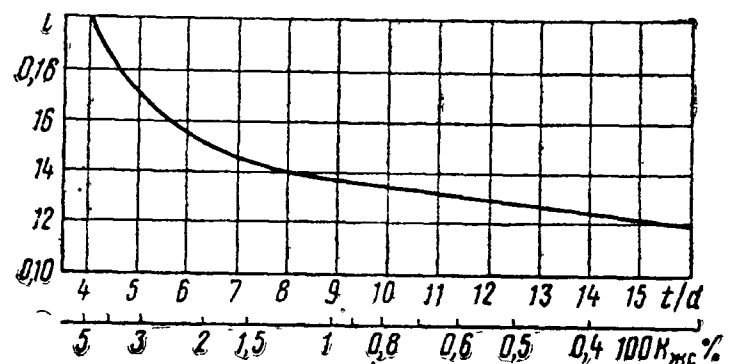


Рис. 8.23. Коэффициент i для учета падения количества движения на участке формирования струи при $\Sigma F_{пан} = F_{пот}$

100% площади потолка, колебания скоростей движения воздуха по площади О или РЗ помещения лежат в пределах

$$\Delta v = \frac{v_x - v_{x \text{ ср. мин}}}{v_{x \text{ ср}}} = 0,3 - 0,4, \quad (8.52)$$

где v_x , $v_{x \text{ ср. мин}}$, $v_{x \text{ ср}}$ — средняя из максимальных, средняя из минимальных и общая средняя скорости воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещений в м/сек.

Колебания температур в обслуживаемой или рабочей зоне по площади помещения лежат в пределах

$$\Delta t = \frac{t_x - t_{x \text{ ср. мин}}}{\Delta t_o} = 0,05 - 0,2, \quad (8.53)$$

а в среднем — $\Delta t = 0,15$,

где t_x , $t_{x \text{ ср. мин}}$ — средняя из максимальных и средняя из минимальных температур в обслуживаемой или рабочей зоне помещения в град;
 Δt_o — рабочая разность температур в град.

Для соблюдения возможно более равномерных скоростей движения воздуха и температур необходимо обеспечить равномерный выпуск воздуха из перфорированных панелей потолка. Для этого, например, устраиваются сети воздухопроводов внутри подшивного потолка, из которых воздух равномерно выпускается вверх по направлению к перекрытию и, растекаясь по нему, поворачивает вниз, а затем выходит через отверстия панели (см. рис. 8.20).

Пример 8.6. Определить среднюю из максимальных скоростей движения воздуха v_x в м/сек и разности температур Δt_o при выпуске воздуха через 5 перфорированных панелей размером $5,9 \times 0,44$ м каждая в помещении площадью $6 \times 6 = 36$ м², высотой $H_{\text{п}} = 4,2$ м. Расстояние от панели до границы обслуживаемой зоны $x = H_{\text{п}} - h = 4,2 - 2 = 2,2$ м, расстояние между панелями $1,2 - 0,44 = 0,76$ м, скорость воздуха при выходе из отверстий $v_o = 3$ м/сек, а рабочая разность температур $\Delta t_o = 9^\circ$ (I вариант) и $\Delta t_o = 3^\circ$ (II вариант). Панели имеют $K_{\text{ж.с}} = 0,04$.

Решение. Граница начального участка общей струи, определяемая по формуле (8.40): $x_2 = 4b = 4 \cdot 0,44 = 1,76$ м, лежит выше границ обслуживаемой зоны, расстояние до которой $x = 2,2$ м.

Следовательно, обслуживаемая зона находится в пределах основного участка струи, а так как общая площадь панелей $0,44 \cdot 5,9 \cdot 5 = 13$ м² составляет 36%, т. е. меньше 50% площади потолка, то скорость v_x рассчитывается по формулам (8.41) и (8.45).

Тогда при $\Delta t_o = 9^\circ$ получим

$$v_{x,2} = v_o \cdot m \cdot K_c \cdot K_n \cdot K_v \cdot \sqrt{\frac{K_{\text{ж.с}} \cdot b_o}{x \mu}} =$$

$$= 3 \cdot 2 \cdot 0,46 \cdot 1,96 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{0,04 \cdot 0,44}{2,2 \cdot 0,75}} = 0,56 \text{ м/сек.}$$

Здесь учтено, что $\frac{x}{B_1} = \frac{(4,2 - 2) \cdot 5}{6} = 1,84$ и $\frac{b_o}{B_1} = \frac{0,44 \cdot 5}{6} = 0,37$, поэтому коэффициент $K_c = 0,46$ по графику на рис. 8.21. По формуле (8.44) величина

$$A = 0,01 \cdot \frac{\Delta t_o}{v_o^2 K_c^3} \cdot \sqrt{\frac{x^3}{b_o K_{\text{ж.с}}}} =$$

$$= 0,01 \cdot \frac{9}{3^2 \cdot 0,46^3} \cdot \sqrt{\frac{2,2^3}{0,44 \cdot 0,04}} = 2,52,$$

поэтому по графику на рис. 8.22 величина $K_n = 1,96$.

Отношение расстояния между панелями $l = 0,76$ м к длине струи от выхода из панели до О или РЗ $x_{\text{п}} = 2,2$ м равно $\frac{0,76}{2,2} =$

$= 0,345 > 0,14$, поэтому по графику на рис. 8.2 коэффициент взаимодействия $K_v = 1$.

Аналогичные расчеты при $\Delta t_o = 3^\circ$ (II вариант) дают $K_n = 1,44$ следовательно,

$$v_{x,2} = 0,56 \cdot \frac{1,44}{1,96} = 0,41 \text{ м/сек.}$$

Величина Δt_x находится по формулам (8.42) и (8.46) и при $\Delta t_o = 9^\circ$ С для I варианта она равна

$$\Delta t_{x,2} = \Delta t_o \cdot n \cdot \frac{K_v}{K_c K_n} \cdot \sqrt{\frac{K_{\text{ж.с}} \cdot b_o}{x \mu}} =$$

$$= 9 \cdot 0,82 \cdot 2 \cdot \frac{1}{0,46 \cdot 1,96} \cdot \sqrt{\frac{0,04 \cdot 0,44}{2,2 \cdot 0,75}} = 1,7^\circ \text{ С.}$$

а при $\Delta t_o = 3^\circ$ (II вариант)

$$\Delta t_{x,2} = 1,7 \cdot \frac{3 \cdot 1,96}{9 \cdot 1,44} = 0,8^\circ.$$

Количество подаваемого воздуха $5,9 \cdot 0,44 \cdot 5 \cdot 3600 \cdot 3 \cdot 0,04 = 5600$ м³/ч и воздухообмен в помещении будет равен $\frac{5600}{36 \cdot 4,2} = 37$ объемов помещения в 1 ч.

Ж. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПЕРФОРИРОВАННЫЕ ВОЗДУХОВОДЫ

Перфорированные воздухопроводы выполняются круглого и прямоугольного сечений и, как правило, устанавливаются на уровне 2,5—3,2 м от пола до низа воздуховода. Воздуховоды круглого сечения разработаны ЛИОТ, стандартизированы и изготавливаются по чертежам серии 4.904-24 (рис. 8.24, табл. 8.13) с отверстиями в 6 и 12 рядов.

Отверстия в воздухопроводах прорезаются зигмашинной или штампуются. Металл разрезается по трем сторонам периметра отверстия, и образующийся язычок отгибается внутрь воздуховода. Он служит направляющей для воздуха, выходящего из отверстия. Отгибы язычков наружу воздуховода дают худшие результаты, чем отгиб внутрь.

Подача воздуха через перфорированные воздухопроводы рассчитывается по схеме 4 и формулам (23) и (24) табл. 8.1, причем величины коэффициентов m_1 и n_1 для круглых воздухопроводов серии 4.904-24 берутся по табл. 8.13, где приведены также величины F_o и b_o входящие в расчетные формулы.

При подаче воздуха через прямоугольные воздухопроводы или нестандартные круглые перфорированные воздухопроводы коэффициенты m_1 и n_1 принимаются по табл. 8.2.

Пример 8.7. Распределить 6500 м³/ч воздуха, имеющего температуру 18° С, через стандартные круглые перфорированные воздухопроводы серии 4.904-24. Скорость воздуха при входе в рабочую зону не должна превышать 0,6 м/сек, а температура в струе должна быть не менее 22° С при температуре в рабочей зоне 23° С. Воздухораспределитель устанавливается на высоте 3,2 м от пола в пролете шириной 6 м.

Решение. Задаем скорость выхода воздуха из отверстий 3 м/сек, тогда площадь выходных отверстий должна быть равна

$$\frac{6500}{3600 \cdot 3} = 0,6 \text{ м}^2.$$

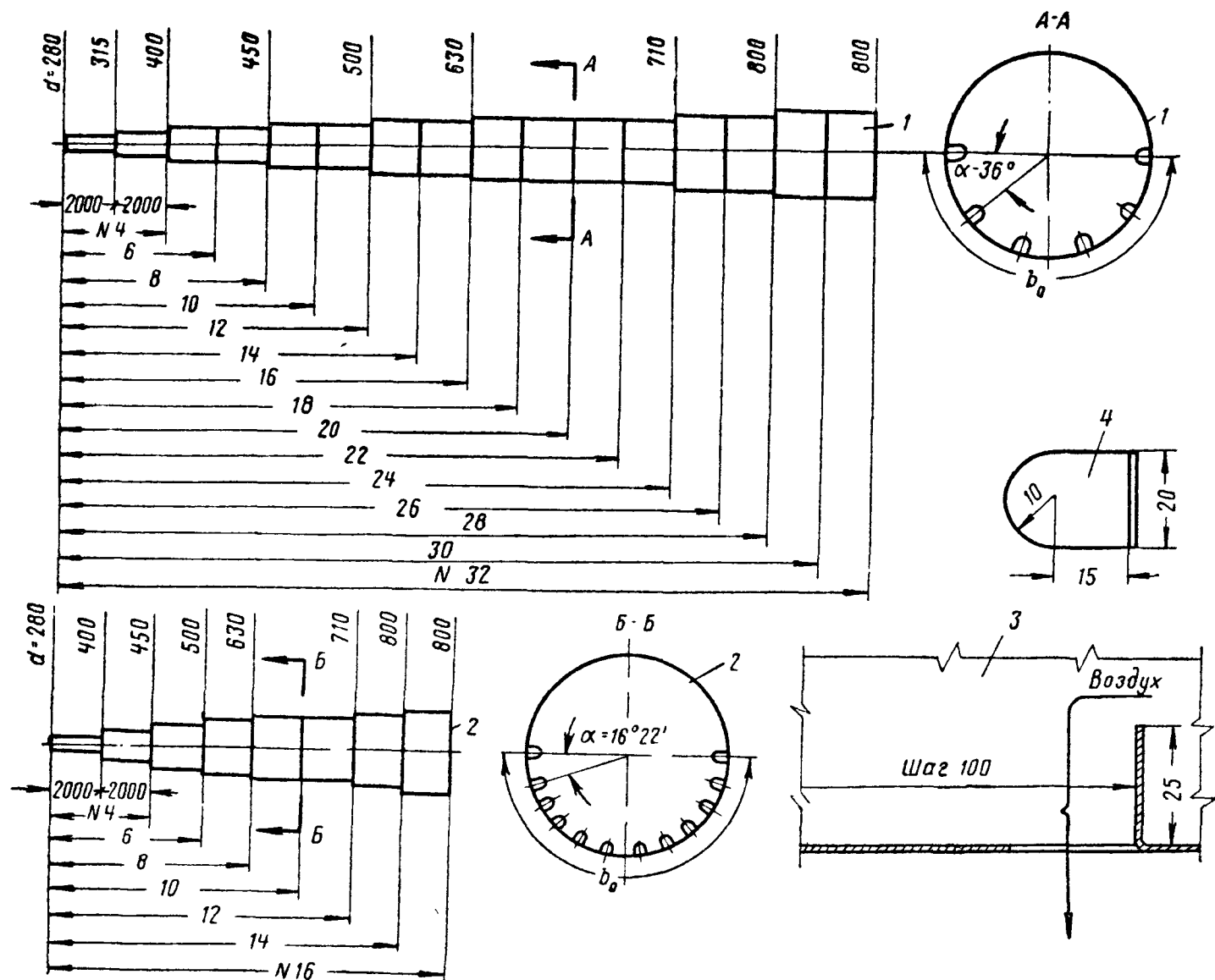


Рис. 8.24. Перфорированный круглый воздухоораспределитель серии 4.904-24

1 — воздухоораспределитель ВК-1 с 6 рядами отверстий; 2 — воздухоораспределитель ВК-2 с 12 рядами отверстий; 3 — схема расположения отверстий и отгибов по длине воздухоораспределителя; 4 — размеры отверстий, пробиваемых штампом или зигмашинной; № 4—32 — номер воздухоораспределителя

Принимаем к установке воздухоораспределитель ВК-2 № 12 по табл. 8.13 с 12 рядами отверстий, имеющий расчетную площадь живого сечения $F_0 = 0,57 \text{ м}^2$ и расчетную ширину $b_0 = 0,75 \text{ м}$.

Расчет ведем по формуле (23) (см табл. 8.1). Устанавливается один воздухоораспределитель в пролете 6 м; следовательно, по схеме 4 имеем $x = 3,2 - 2 = 1,2 \text{ м} < l = \frac{6}{2} = 3 \text{ м}$;

$$v_0 = v_x \frac{\sqrt{x_{\text{п}}}}{m_1 K_B K_H \sqrt{b_0}} = 0,6 \frac{\sqrt{3,2 - 2}}{0,25 \cdot 1 \cdot 1 \sqrt{0,75}} = 3 \text{ м/сек},$$

где $m_1 = 0,25$ (по табл. 8.13) для выбранного воздухоораспределителя;

$K_B = 1$, так как устанавливается один воздухоораспределитель;

$K_H = 1$, так как по формуле (8.15) $Z = 5,4$

$$Z = 9,6 \sqrt[3]{0,75 \frac{(0,25 \cdot 3)^4}{(0,23 \cdot 5)^2}} = 5,4,$$

$n_1 = 0,23$ (табл. 8.13) по графику на рис. 8.6 при

$$\frac{x}{Z} = \frac{1,2}{5,4} = 0,222 < 0,3$$

Разность между температурой в помещении и струе определяем по формуле (23) табл. 8.1 при $\Delta t_0 = 23 - 18 = 5^\circ$.

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \frac{n_1 K_B \sqrt{b_0}}{K_H \sqrt{x_{\text{п}}}} = 5 \frac{0,23 \cdot 1 \sqrt{0,75}}{1 \cdot \sqrt{1,2}} = 0,9^\circ < 1^\circ.$$

Таким образом, температура в зоне действия струи на верхнем уровне рабочей зоны будет равна $23 - 0,9 = 22,1^\circ \text{ С}$.

И. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСПРЕДЕЛЕНИЮ ВОЗДУХА

1. При расположении приточных отверстий и назначении расходов воздуха через них следует учитывать распределение избытков или недостатков тепла по помещению.

2. Скорость воздуха в магистральном участке канала, подводящем воздух к воздухоораспределителю, установленному на стенке канала, следует принимать ниже скорости в живом сечении воздухоораспределителя. В противном случае только часть воздухоораспределителя будет работать на выпуск воздуха, а через остальную часть будет происходить подсос воздуха.

Таблица 8.13

Техническая характеристика перфорированных круглых воздухораспределителей серии 4.904-24

Характеристика			№ воздухораспределителя														
			4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
Площадь живого сечения F_0 в m^2	6 рядов ВК-1		0,1	0,16	0,21	0,26	0,31	0,36	0,42	0,47	0,52	0,57	0,63	0,68	0,73	0,78	0,83
	12 рядов ВК-2		0,16	0,26	0,36	0,47	0,57	0,68	0,78	—	—	—	—	—	—	—	—
Расчетная ширина b_0 в m	6 рядов ВК-1		0,45	0,51	0,54	0,57	0,6	0,62	0,64	0,68	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,84	0,87
	12 рядов ВК-2		0,52	0,58	0,63	0,71	0,75	0,81	0,86	—	—	—	—	—	—	—	—
Коэффициенты для	ВК-1	m_1	0,24	0,22	0,22	0,21	0,21	0,2	0,2	0,19	0,19	0,18	0,18	0,18	0,18	0,17	0,17
		n_1	0,22	0,2	0,2	0,19	0,19	0,18	0,18	0,18	0,17	0,17	0,17	0,16	0,16	0,16	0,16
		ζ_{Π}	1,7							2							
	ВК-2	m_1	0,3	0,28	0,27	0,26	0,25	0,24	0,23	—	—	—	—	—	—	—	—
		n_1	0,27	0,26	0,25	0,23	0,23	0,22	0,21	—	—	—	—	—	—	—	—
		ζ_{Π}	1,7			2				—	—	—	—	—	—	—	—

m_1, n_1 — коэффициенты затухания струй для расчета по схеме 4 и формулам (23) и (24) табл. 8.1; ζ_{Π} — коэффициент местного сопротивления воздухораспределителя, отнесенный к площади присоединительного патрубка $\frac{\pi d^2}{4}$, причем d в m — по рис. 8.24.

3. Следует выравнивать поток при подходе его к воздухораспределителю. Глубина направляющих лопаток должна быть равна двукратному (но не менее полуторного) расстояния между ними. При тангенциальном подводе воздуха к плафонам можно не устанавливать выравнивающих лопаток, если диаметр горловины плафона равен или меньше 25% диаметра воздуховода.

4. Клапаны, регулирующие расход воздуха, следует располагать на таком расстоянии от воздухораспределителей, чтобы при регулировании они не нарушали структуры воздушных потоков, подводимых к воздухораспределителям.

5. Скорости движения воздуха в приточных, вытяжных рециркуляционных патрубках или решетках должны выбираться в зависимости от уровня их расположения и производственного шума в помещениях, руководствуясь табл. 8.14 и 8.15.

6. Воздуховоды и воздухораспределители следует проектировать, учитывая возможность перераспределения воздуха по отношению к предусмотренному проекту.

7. Распределение воздуха следует рассчитывать, ориентируясь на максимальные нагрузки и на допустимые скорости воздуха, соответствующие тепловому периоду года, проверяя на условия холодного периода.

8. При высоте помещений более 5 м и подаче теплого воздуха возникает опасность расслоения воздуха по высоте помещения. В этом случае рециркуляцион-

Таблица 8.14

Наибольшие скорости выхода воздуха v_0 из приточных воздухораспределителей по условиям шума, создаваемого выходящим воздухом

Назначение помещения	v_0 в m/sec
Телестудии, студии звукозаписи, аппаратные телефонных и радиостанций	4—4,5
Операционные в больницах, читальные залы библиотек, номера в гостиницах	4,5—5
Концертные и лекционные залы, музеи, зрительные залы театров и кинотеатров, школьные классы, конструкторские бюро, учреждения	5—6
Рестораны, танцевальные и гимнастические залы	6—7,5
Торговые помещения, рынки, фабрики-кухни	8—9
Производственные помещения фабрик и заводов при наличии производственного шума 75 дБ и более	8—15

Таблица 8.15

Рекомендуемые скорости воздуха v_0
для вытяжных и рециркуляционных решеток

Расположение решетки или щели	v_0 в м/сек
Выше зоны обслуживания	4 и более
В зоне обслуживания, но не вблизи сидящих людей	3—4
В зоне обслуживания вблизи сидящих людей	2—3
В дверях или стенах для перетекания из одного помещения в другое	1—1,5
В щелях под дверью для перетекания из одного помещения в другое	1—1,5

ные решетки рекомендуется устанавливать в нижней зоне помещения.

9. Рециркуляционные и вытяжные отверстия следует размещать так, чтобы их короткие всасывающие факелы не оказывали непосредственного влияния на близрасположенные участки обслуживаемой или рабочей зоны, но по возможности усиливали движение воздуха в застойных зонах помещения, выравнивая там температуру и влажность.

10. При расположении вытяжных отверстий у пола следует предусматривать возможность очистки от пыли решеток и каналов под ними.

11. Если вытяжные отверстия располагаются на уровне головы человека, то скорости воздуха следует снижать на 25% максимума, указанного в табл. 8.15.

Нижнее удаление воздуха эффективно в случаях, когда вытяжные отверстия располагаются вблизи слабонагретых источников тепла.

Правильно организованное удаление воздуха может на 15—30% снизить требуемую производительность системы.

Глава 9

ВОЗДУШНЫЕ ДУШИ

9.1. УСТРОЙСТВО ВОЗДУШНЫХ ДУШЕЙ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Воздушное душирование применяется на рабочих местах производственных помещений в следующих случаях: а) при тепловом облучении работающих с интенсивностью более $300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$; б) при температуре воздуха в рабочей зоне выше установленной СНиП II-Г.7-62; в) при открытых производственных процессах с выделением ядовитых газов или паров и при невозможном устройстве местных укрытий.

Душирующие установки могут подавать наружный воздух, внутренний воздух с обработкой его в стационарных камерах (с очисткой и охлаждением) или внутренний воздух при помощи веерных (рециркуляционных) агрегатов.

По СНиП II-Г.7-62 требуется производить душирование наружным воздухом (п. 4.25), допуская душирование внутренним воздухом (например, при помощи веерных агрегатов) только при тепловом облучении до $300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ (п. 4.24).

Охлаждающий эффект воздушного душирования зависит от разности температур между телом работающего и потоком воздуха и скорости обтекания воздухом охлаждаемого тела.

При смещении основной струи, выходящей из отверстия или патрубка, с окружающим воздухом скорость воздуха, разность температур и концентрация примесей в поперечном сечении свободной струи изменяются.

При душировании наружным или внутренним охлажденным воздухом следует принимать насадки с меньшим коэффициентом турбулентности, так как это существенно влияет на расход и степень охлаждения воздуха.

Наименьшую турбулентность дают цилиндрические или конические насадки, однако угол расширения струи

и зона охвата рабочей площадки у них невелики. Пропеллерные (веерные) душирующие установки дают более равномерные скорости в потоке воздуха и более широкую зону обслуживания, однако при высоких температурах воздуха в цехе, превышающих 28°C , их охлаждающий эффект существенно снижается, так как охлаждение происходит только за счет повышенной скорости.

Б. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Душирующие установки в рабочей зоне должны обеспечивать следующие температуры и скорости движения воздуха:

а) при тепловом облучении более $300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ — температуры и скорости, приведенные в табл. 9.1;

б) при тепловом облучении от 150 до $300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ — температуры, приведенные в табл. 1.1, и скорости воздуха на $0,2 \text{ м/сек}$ выше приведенных в табл. 1.1;

в) при душировании, применяемом для борьбы с конвективным теплом, — приведенные в табл. 1.1;

г) при душировании, применяемом для борьбы с вредными газами и парами (при отсутствии или при незначительных тепловыделениях), — скорости воздуха в пределах $0,7—1 \text{ м/сек}$ и температуры в теплый период года по табл. 1.1, а в холодный и переходный периоды — на 2° выше приведенных в табл. 1.1.

За расчетные температуры наружного воздуха принимают:

а) для систем, работающих на наружном воздухе и устраиваемых для борьбы с воздействием лучистого тепла, — по расчетным параметрам наружного воздуха Б;

б) в остальных случаях — по параметрам наружного воздуха А для теплого периода года и Б для холодного периода (СНиП II-Г.7-62).

Таблица 9.1

Температуры и скорости движения воздуха при воздушном душировании

Период года	Категория работы	Интенсивность теплового облучения в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$					
		от 300 до 600		от 600 до 1200		от 1200 до 1800	
		температура воздуха в град	скорость движения воздуха в м/сек	температура воздуха в град	скорость движения воздуха в м/сек	температура воздуха в град	скорость движения воздуха в м/сек
Теплый (температура наружного воздуха 10°C и выше)	Легкая Средней тяжести Тяжелая	22—24	0,5—1	21—23	1—2	19—20	2—3
		21—23	1—2	20—22	2—3	19—21	3
		20—22	2—3	19—21	3	18—20	3
Холодный и переходный (температура наружного воздуха ниже 10°C)	Легкая Средней тяжести Тяжелая	19—21	0,5—1	18—20	1—2	17—18	2—2,5
		17—19	0,5—1	16—18	1—2	16—17	2—3
		16—18	1—2	16—17	2—3	16	3

Примечания: 1. Указанные скорости движения воздуха являются средними в рабочей зоне или на рабочих местах.

2. Большая скорость движения воздуха соответствует максимальной температуре воздуха, а меньшая — минимальной.

Величина теплового облучения на рабочих местах принимается из указаний по проектированию отопления и вентиляции для отдельных видов производств.

В тех случаях, когда тепловое облучение на рабочем месте переменное, для расчета следует принимать не максимальные величины, а преобладающие в течение рабочего времени.

В табл. 9.2 приведены данные ЛИОТ¹ по интенсивности теплового облучения на рабочих местах для некоторых видов производств.

При проектировании воздушных душей следует по возможности уменьшать величину облучения, для чего устраивают экранирование нагретых поверхностей, защиту рабочего водяными завесами у источников излучения и другие мероприятия. При облучении более $1800 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ воздушный душ не может дать полноценного эффекта по борьбе с воздействием облучения на человека. В этом случае душ следует рассчитывать исходя из облучения интенсивностью $1800 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$, устраивая для периодического охлаждения рабочих радиационные кабины и комнаты отдыха.

В. КОНСТРУКТИВНЫЕ УКАЗАНИЯ

Поток воздуха из душирующего патрубка должен омывать голову, туловище и верхнюю часть ног (до колен) человека по возможности с равномерной скоростью и одинаковой температурой.

Ось воздушного потока должна направляться: а) при обеспечении на рабочем месте заданных температур и скоростей воздуха — на грудь человека горизонтально или сверху под углом 45° ; б) при обеспечении допустимых концентраций — в лицо (зону дыхания) горизонтально или сверху под углом 45° .

Расстояние от душирующего патрубка до рабочего места должно быть не менее 1 м , минимальный диаметр патрубка — $0,3 \text{ м}$. При фиксированных рабочих местах расчетная ширина рабочей площадки принимается равной 1 м .

Если нельзя достигнуть необходимых условий повышением скорости движения воздуха, его необходимо охлаждать или сопровождать воздушную струю факелом тонкораспыленной воды.

¹ Всесоюзный научно-исследовательский институт охраны труда ВЦСПС, Ленинград.

Душирование фиксированных рабочих мест следует предусматривать:

а) при подаче наружного или охлажденного внутреннего воздуха — цилиндрическими насадками и душирующими патрубками типа ППД (рис. 9.1, см. серию 4.904-22);

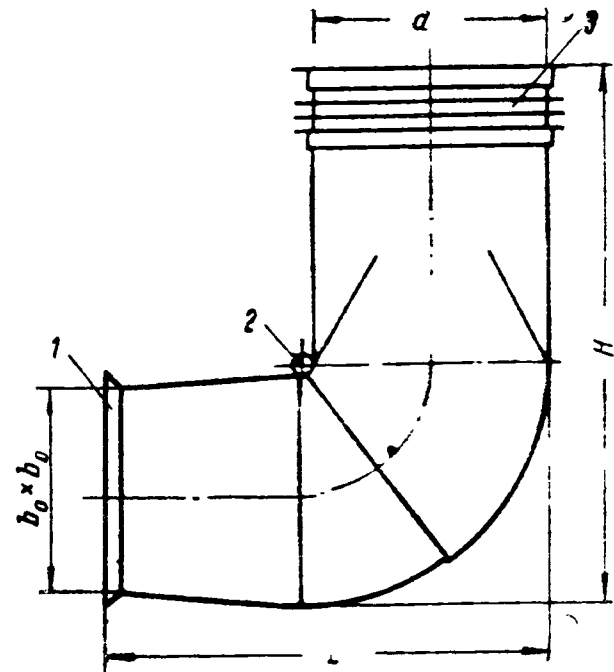


Рис 9.1. Душирующий патрубок типа ППД

1 — выходной насадок; 2 — шарнирное соединение для изменения направления потока в вертикальной плоскости; 3 — поворотное устройство для изменения направления потока в горизонтальной плоскости

Обозначение патрубка	Размеры в мм				F_0 в м^2
	d	b_0	L	H	
ППД-5	500	320	1010	1260	0,1
ППД-6	630	400	1260	1540	0,16
ППД-8	800	510	1590	1900	0,26
ППД-10	1000	640	1980	2330	0,41

Таблица 9.2

Продолжение табл. 9.2

Интенсивность теплового облучения
на рабочих местах (преобладающая по времени)
для некоторых отраслей промышленности

Цех, профессия	Интенсивность теплового облучения (верхний и нижний пределы) в ккал/м ² ·ч
<i>Электросталеплавильный цех</i> Сталевары и их подручные, разливыщики, канавщики, ковшевые	600—1800
<i>Ферросплавный цех</i> Плавильщики и горювые	600—1800
<i>Цех рафинирования свинца</i> Рафинировщики, разливыщики Дистилляторщики Купеляторщики	600 900 900—1200
<i>Цех огневого и электролитического рафинирования меди</i> Рабочие отражательных печей огневого рафинирования Разливыщики при огневом рафинировании Рабочие по зачистке отливок при огневом рафинировании	600—3600 600—3000 900—1200
<i>Цех рафинирования алюминия</i> Электролитчики	600—2400
<i>Обжиговые цехи никелевых заводов</i> Печевые, загрузчики и кочегары многоподовых и тоннельных печей	180—600
<i>Цех цветного литья</i> Бронзосплавщики и разливыщики	300—1200
<i>Производство электроламп</i> Сварщики (сварка горловины с корпусом) Термисты Укладчики спиралей Заварщики ножек электроламп Откатчики воздуха Настройщики заварооткаточного автомата, оператор колбовыдувного автомата	480—1200 900—1680 60—120 240—360 300—360 240—480
<i>Отделение электролучевых трубок</i> Сварщик горловины с конусом электролучевых трубок Сварщик по приварке доньев электролучевых трубок Помощник термиста	480—600 900—1200 900—1500
<i>Машинно-ванный цех бутылочного завода</i> Оператор машины 2-ЛАМ Относчики (у печи) Загрузчики бункеров (30% рабочего времени) Загрузчики шихты в печь	360—660 660—1080 420—660 1200—2400
<i>Производство сортовой посуды</i> Рабочие на выработном верстаке печи при взятии стекла из печи » выдувке на площадке	2260—2620 150—600
Переставильщики: с машины ОК-65 в печь отжига » » РВМ на машину ОК 65	1260 600—1080
<i>Ванная печь отделения парфюмерной тары</i> Наборщики стекломассы Операторы на полуавтоматах Относчики (у печи)	2100 480—600 1200

Цех, профессия	Интенсивность теплового облучения (верхний и нижний пределы) в ккал/м ² ·ч
<i>Машинно-ванный цех стекольного завода</i> Мастер первой и второй руки машины ВВС на второй площадке машины (периодически, длительность обучения до 30 мин) Бсртовые у печи Отломщики Резчики	900—1500 120—180 180—300 120
<i>Цех сталинизации стекла</i> Мастер у печи (10% рабочего времени)	720
<i>Производство стеклотары</i> Операторы прессовыдувных машин	300—720
<i>Горновой цех электротехнической и бытовой керамики и фарфора</i> Кочегары горнов	300—900
<i>Цех туннельных печей для обжига изделий из керамики</i> Кочегары и рабочие по выгрузке и загрузке изделий	300—1200
<i>Сушильное отделение изделий из керамики</i> Рабочие по разравниванию и сборке материала	300—1800
<i>Прессовый цех резино-технических изделий</i> Прессовщики	300—600
<i>Обжиговой цех цементного завода</i> Машинисты и смазчики вращающихся печей	600—1200
<i>Обжиг кирпича в кольцевых цехах</i> Садчики и выгрузчики	300—720

б) при подаче внутреннего воздуха без обработки — аэраторами с неподвижной головкой малой производительности типа ВА-1 (серия ОВ-02-134).

Душирование площадок, в пределах которых постоянно находятся рабочие, следует предусматривать:

а) при подаче наружного или охлажденного внутреннего воздуха — патрубками ППД или В. В. Батурина типов ПД_в и ПД_н (см. серию 4.904-36);

б) при подаче внутреннего воздуха без обработки — поворотными аэраторами типов ПАМ-24, ВА-2 и ВА-3.

Патрубок ППД (см. рис. 9.1) имеет поджатое выходное сечение, шарнирное соединение для изменения направления потока воздуха в вертикальной плоскости и поворотное устройство для изменения направления потока в горизонтальной плоскости в пределах 360°.

Регулирование направления потока воздуха в патрубке ПД осуществляется в вертикальной плоскости поворотом направляющих лопаток, в горизонтальной — при помощи поворотного устройства.

Патрубки ПД могут применяться как с форсунками для пневматического распыливания воды, так и без них.

Патрубки устанавливают на высоте не менее 1,8—1,9 м от пола (до нижней кромки) так, чтобы они не мешали работающим.

Стационарные установки для приготовления наружного воздуха (фильтрация, нагрев, охлаждение) выполняют в виде приточных камер или кондиционеров.

Воздух охлаждается в оросительных камерах, работающих по адиабатическому или политропическому циклам, и в воздухоохладителях поверхностного типа.

Установки с применением искусственного холода дороги в эксплуатации и по первоначальным затратам, поэтому по возможности следует применять адиабатическое охлаждение воздуха, обеспечивая гигиенические требования увеличением размеров душирующих патрубков, скорости и количества воздуха.

Воздуховоды охлажденного воздуха во избежание его нагревания необходимо изолировать.

Стационарные установки следует оборудовать автоматическим регулированием температуры воздуха на рабочем месте или подаваемого воздуха.

Применяют также комбинацию из агрегатов большой мощности, заполняющих площадку наружным воздухом и устанавливаемых вблизи рабочих мест малых веерных агрегатов, создающих необходимую скорость движения воздуха.

Расход воды, уносимой струей воздуха, в веерных душирующих агрегатах, составляет около 5 г на 1 м³ воздуха, подаваемого агрегатом. Расход сжатого воздуха при применении пневматических форсунок следует принимать 0,5 кг на 1 кг распыленной воды.

Агрегат ПАМ-24 Старооскольского механического завода состоит из осевого вентилятора диаметром 800 мм с электродвигателем на одном валу и имеет автоматическое устройство, поворачивающее вентилятор на угол от 0 до 60° 11 раз в 1 мин.

Производительность агрегата 24 000 м³/ч. Дальность броска струи 20 м. Диаметр выходного отверстия 0,675 м. Агрегат имеет пневматическую форсунку для распыления воды в потоке воздуха, применяется для обслуживания рабочих площадок, на которых работает несколько человек.

На базе станины и редуктора агрегатов ПАМ-24 разработаны агрегаты ВА-1, ВА-2 и ВА-3 (серия ОВ-02-134). Агрегаты могут изготавливаться без поворотного устройства и с поворотом в горизонтальной плоскости до 60°, однако серийно не изготавливаются. Характеристика их приведена в табл. 9.3. Агрегаты применяются для душирования постоянных рабочих мест и небольших площадок.

Таблица 9.3

Характеристика веерных переносных агрегатов ВА

Тип агрегата	Производительность в м ³ /ч	Вентилятор		Электродвигатель			Общий вес агрегата в кг	Диаметр выходного отверстия в м
		тип и номер	число лопаток в шт.	тип	мощность в кВт	п, об/мин		
ВА-1	6000	МЦ-5	6	АЗ1-4	0,6	1410	309	0,475
ВА-2	12 000	МЦ-7	6	А41-6	1	930	407	0,66
ВА-3	18 000	МЦ-7	6	А41-4	1,7	1420	407	0,66

9.2. РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ ДУШЕЙ

А. РАСЧЕТ ДУШИРОВАНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ И НАКЛОННЫМИ СТРУЯМИ¹

(РАСЧЕТ СОСТАВЛЕН ДЛЯ РАБОЧЕЙ ПЛОЩАДКИ ШИРИНОЙ 1 м)

При борьбе с теплом определяется отношение разностей температур по формуле

$$P_T = \frac{t_{p,z} - t_p}{t_{p,z} - t_o}, \quad (9.1)$$

где $t_{p,z}$ — температура в рабочей зоне в град;
 t_p — нормируемая температура воздуха на рабочем месте по табл. 9.1 и 1.1;
 $t_o = t_{охл} + \Delta t_n$ — температура воздуха на выходе из душирующего патрубка в град;
 здесь $t_{охл}$ — температура воздуха на выходе из форсуночной камеры после адиабатического охлаждения в град;
 Δt_n — нагрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах между форсуночной камерой и душирующим патрубком (принимается не менее 1,5°) в град.

При значениях $P_T < 1$ применяется адиабатическое охлаждение воздуха, при $P_T > 1$ требуется применять искусственное охлаждение его.

При значениях $P_T < 0,6$ 1. Определяется сечение душирующего патрубка:

$$F_o = \left(\frac{P_T x}{0,6n} \right)^2 \text{ м}^2, \quad (9.2)$$

где x — расстояние от душирующего патрубка до рабочего места в м;
 n — опытный коэффициент, характеризующий изменение температуры или концентрации газов по оси струи (принимается по табл. 9.4).

2. Определяется скорость воздуха на выходе из патрубка:

$$v_o = \frac{v_p x}{0,7 m \sqrt{F_o}} \text{ м/сек}, \quad (9.3)$$

где v_p — нормируемая скорость воздуха на рабочем месте в м/сек (принимается по табл. 9.1 и 1.1);
 m — опытный коэффициент, характеризующий изменение скорости по оси струи (принимается по табл. 9.4).

При значениях $P_T = 0,6 - 1$

$$F_o = \left(\frac{x + 5,3 P_T - 3,2}{0,75 n} \right)^2 \text{ м}^2; \quad (9.4)$$

$$v_o = \frac{v_p}{0,7 + 0,1 \sqrt{0,8 m \sqrt{F_o} - x}} \text{ м/сек}. \quad (9.5)$$

При величинах P_T , близких к 1, могут получиться патрубки очень больших размеров. В этих случаях нужно устраивать искусственное охлаждение воздуха и рассчитывать душ по формулам (9.6) — (9.8).

При значениях $P_T > 1$ (искусственное охлаждение)

$$F_o = \left(\frac{x}{0,8 m} \right)^2 \text{ м}^2; \quad (9.6)$$

$$v_o = \frac{v_p}{0,7} \text{ м/сек}. \quad (9.7)$$

¹ Приведенный метод расчета воздушных душей разработан д-ром техн. наук П. В. Участкиным.

Определяется температура воздуха, выходящего из приточного патрубка:

$$t_o = t_{p.з} - \frac{(t_{p.з} - t_p) x}{0,6 n \sqrt{F_o}} \text{ град.} \quad (9.8)$$

Формулы (9.6), (9.7) и (9.8) дают наиболее экономически выгодное сочетание между расходом воздуха и его температурой. Если кроме расстояния до душирующего патрубка x задан и его размер F_o , причем $\frac{x}{F_o} > m$, то температура подаваемого воздуха определяется по формуле (9.8), а скорость воздуха по формуле

$$v_o = \frac{v_p x}{0,7 m \sqrt{F_o}} \text{ м/сек.} \quad (9.9)$$

При борьбе с газами определяется отношение разностей концентрации газов по формуле

$$P_k = \frac{K_{p.з} - K_p}{K_{p.з} - K_o}, \quad (9.10)$$

Таблица 94

Таблица значений коэффициентов n и m для душирующих патрубков

Тип душирующего патрубка	n	m
ППД (серия 4. 904—22)	4,5	6,3
В. В. Батурина (серия 4. 904—36):		
ПД _в :		
$\alpha^* = 30^\circ$	4	5,5
$\alpha = 45^\circ$	3,4	5,1
$\alpha = 60^\circ$	3,1	4,5
ПД _г :		
$\alpha = 0 \div 20^\circ$	3,1	4,5
$\alpha = -20^\circ$	2,8	4
Цилиндрическая труба	4,8	6,8
ВНИИГС (серия 4.904-21, вып. 1)	4,5	6,6

* Угол α исчисляется от горизонтального направления.

где $K_{p.з}$ — концентрация газов в рабочей зоне в $мг/м^3$;
 K_p — предельно допустимая концентрация газов на рабочем месте в $мг/м^3$;
 K_o — концентрация газов в воздухе, подаваемом из душирующего патрубка, в $мг/м^3$.
 При значениях $P_k < 0,4$

$$F_o = \left(\frac{P_k x}{0,4 n} \right)^2 \text{ м}^2; \quad (9.11)$$

$$v_o = \frac{v_p x}{0,5 m \sqrt{F_o}} \text{ м/сек;} \quad (9.12)$$

$$t_o = t_{p.з} - \frac{(t_{p.з} - t_p) x}{0,45 n \sqrt{F_o}} \text{ град.} \quad (9.13)$$

При значениях $P_k = 0,4 \div 1$

$$F_o = \left(\frac{x + 3,7 P_k - 1,5}{0,75 n} \right)^2 \text{ м}^2; \quad (9.14)$$

$$v_o = \frac{v_p}{0,55 + 0,14 (0,8 m \sqrt{F_o} - x)} \text{ м/сек;} \quad (9.15)$$

$$t_o = t_{p.з} - \frac{t_{p.з} - t_p}{0,45 + 0,25 (0,75 n \sqrt{F_o} - x)} \text{ град.} \quad (9.16)$$

Пример 9.1. На рабочей площадке $d_p = 1$ м требуется поддерживать скорость движения воздуха $v_p = 3$ м/сек и температуру $t_p = 22^\circ \text{С}$. Температура окружающего воздуха $t_{p.з} = 27^\circ \text{С}$. Путем адиабатического охлаждения наружного воздуха можно получить температуру $t_{охл} = 17,5^\circ \text{С}$. Возможное минимальное расстояние от выходного сечения душирующего патрубка до рабочего места $x = 2$ м.

Решение 1. Принимая нагрев воздуха в вентиляторе и воздухопроводах $\Delta t_n = 1,5^\circ$, определяем отношение разностей температур по формуле (9.1):

$$P_T = \frac{27 - 22}{27 - (17,5 + 1,5)} = 0,63.$$

Так как $P_T > 0,6$, расчет воздушного душа следует вести по формулам (9.4) и (9.5).

2. Принимаем к установке душирующий патрубок ППД и по табл. 9.4 $n = 4,5$ и $m = 6,3$.

3. Определяем площадь выходного сечения патрубка по формуле (9.4):

$$F_o = \left(\frac{2 + 5,3 \cdot 0,63 - 3,2}{0,75 \cdot 4,5} \right)^2 = 0,4 \text{ м}^2.$$

Устанавливаем ближайший больший патрубок ППД-10 с $F_o = 0,41 \text{ м}^2$.

4. Определяем скорость воздуха на выходе из патрубка по формуле (9.5):

$$v_o = \frac{3}{0,7 + 0,1 (0,8 \cdot 6,3 \sqrt{0,41} - 2)} = 3,7 \text{ м/сек.}$$

5. Определяем количество воздуха, подаваемого через душирующий патрубок:

$$L = 0,41 \cdot 3,7 \cdot 3600 = 5460 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Пример 9.2. На рабочей площадке $d_p = 1$ м требуется поддерживать скорость движения воздуха $v_p = 3$ м/сек и температуру $t_p = 22^\circ \text{С}$. Температура окружающего воздуха $t_{p.з} = 30^\circ \text{С}$. Путем адиабатического охлаждения наружного воздуха можно получить температуру его $t_{охл} = 21^\circ \text{С}$. Возможное минимальное расстояние от выходного сечения патрубка до рабочего места $x = 2$ м.

Решение 1. Определяем отношение разностей температур по формуле (9.1):

$$P_T = \frac{30 - 22}{30 - (21 + 1,5)} = 1,06.$$

Так как $P_T > 1$, необходимо искусственное охлаждение воздуха и расчет душирующей установки нужно производить по формулам (9.6)–(9.8).

2. Принимаем к установке душирующий патрубок ППД и по табл. 9.4 находим $n = 4,5$ и $m = 6,3$.

3. Определяем площадь выходного сечения патрубка по формуле (9.6)

$$F_o = \left(\frac{2}{0,8 \cdot 6,3} \right)^2 = 0,16 \text{ м}^2.$$

Устанавливаем патрубок ППД-6 с $F_o = 0,16 \text{ м}^2$.

4. Определяем скорость воздуха на выходе из патрубка по формуле (9.7):

$$v_o = \frac{3}{0,7} = 4,3 \text{ м/сек.}$$

5. Определяем температуру воздуха, выходящего из душирующего патрубка, по формуле (9.8):

$$t_o = 30 - \frac{(30 - 22) \cdot 2}{0,6 \cdot 4,5 \sqrt{0,16}} = 15^\circ.$$

6 Определяем количество воздуха, подаваемого через душирующий патрубок:

$$L = 0,16 \cdot 4,3 \cdot 3600 = 2500 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Б ВОЗДУШНОЕ ДУШИРОВАНИЕ ПО СПОСОБУ НИСПАДАЮЩЕГО ПОТОКА

При воздушном душировании по способу ниспадающего потока воздух подается в зону пребывания рабочего сверху с возможно меньшего расстояния струей большого сечения и с малой скоростью (рис. 9.2).

Диаметр струи выбирается таким, чтобы верхняя часть тела рабочего находилась в зоне начального участка струи.

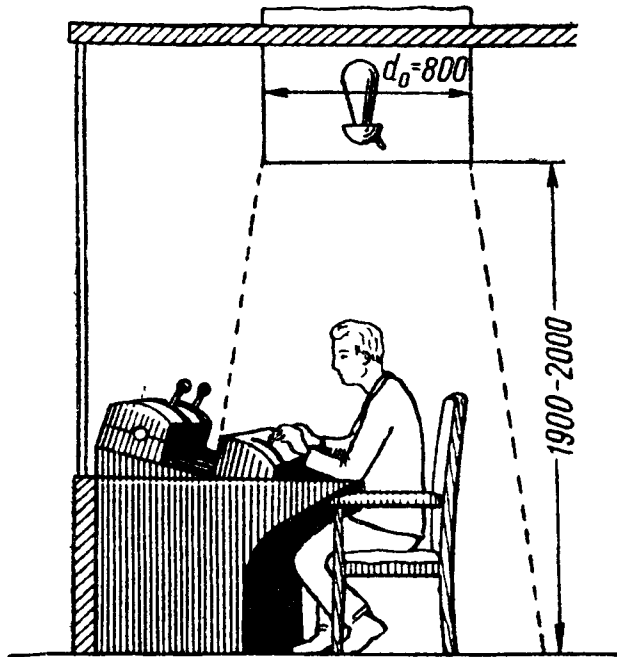


Рис. 9.2. Схема воздушного душирования по способу ниспадающего потока

Достаточно равномерное и приемлемое с гигиенической точки зрения распределение температуры по контуру фигуры человека наблюдается при определенных предельных значениях критерия Архимеда (Ar), зависящих от расположения рабочего места, подвергающегося душированию

Для условий душирования, показанных на рис. 9.2 (диаметр патрубка 800 мм и расстояние от пола до выпускного отверстия 1900—2000 мм), критерий Ar , обеспечивающий предельную разность температур по контуру фигуры человека $\Delta t = 2-3^\circ \text{C}$, выбирается по табл. 9.5.

Минимальную начальную скорость воздуха при выходе из патрубка диаметром $d_0 = 0,8 \text{ м}$, при которой будет обеспечена указанная выше степень равномерности распределения температуры по контуру фигуры человека для различных условий, определяют по формуле

$$v_0^{\text{мин}} = 3,1 \sqrt{\frac{(t_{\text{окр}} - t_0) d_0}{Ar (273 + t_{\text{окр}})}} \text{ м/сек}, \quad (9.16)$$

где $t_{\text{окр}}$ — средняя температура окружающего воздуха в град;

t_p — средняя температура на рабочем месте в град;

v_p — средняя скорость на рабочем месте в м/сек;

v_0 — начальная скорость потока в м/сек,

v_r — скорость воздуха на уровне головы в м/сек

Таблица 95

Предельные значения критерия Архимеда и относительные изменения температуры и скоростей в ниспадающем потоке

Расположение рабочего места	Соотношение между начальной температурой потока на выходе t_0 и температурой окружающего воздуха $t_{\text{окр}}$	Предельное значение критерия Архимеда Ar	Относительное изменение средней температуры потока $\Delta t_0 = \frac{t_p - t_0}{t_{\text{окр}} - t_0}$	Относительное изменение скорости в зоне пребывания человека	
				средней по контуру фигуры человека $\frac{v_p}{v_0} = \frac{b_p}{b_r}$	на уровне головы $\frac{v_r}{v_0} = \frac{b_r}{b_g}$
В помещении	$t_0 < t_{\text{окр}}$	0,8	0,15	1,3	1,1
	$t_0 > t_{\text{окр}}$	—0,15	0,20	0,6	0,8
В кабине, огражденной с трех сторон	$t_0 < t_{\text{окр}}$	1,5	0,15	1,3	1
	$t_0 > t_{\text{окр}}$	—0,25	0,15	0,5	0,7

По заданным значениям t_p , v_p , v_r и $t_{\text{окр}}$ следует определить начальную температуру воздуха t_0 .

$$t_0 = \frac{t_p - \Delta t_0 t_{\text{окр}}}{1 - \Delta t_0} \text{ град} \quad (9.17)$$

и начальную скорость потока

$$v_0 = \frac{v_p}{b_p} \text{ м/сек}. \quad (9.18)$$

Скорость v_0 должна быть равна или больше минимальной скорости $v_0^{\text{мин}}$, определенной по формуле (9.16).

Скорость на уровне головы сидящего человека вычисляется по формуле

$$v_r = b_r v_0 \text{ м/сек}, \quad (9.19)$$

значения Δt_0 , b_p и b_r принимают по табл. 95

Душирование по способу ниспадающего потока требует меньшего расхода воздуха и меньшего охлаждения по сравнению с обычными воздушными душами, что позволяет в большом числе случаев обходиться испарительным (адиабатическим) охлаждением воздуха рециркуляционной водой.

Для обеспечения равномерности поля начальных скоростей в выходном сечении струи рекомендуется применять цилиндрический воздухораспределитель ЛИОТ (рис. 9.3), позволяющий подавать воздух непосредственно вниз и в стороны

Направление подачи воздуха регулируется клапанами. При опускании створок клапанов 3 сокращается подача воздуха вниз и увеличивается поступление его через боковые отверстия 2, расположенные в коробке 1.

В тех случаях, когда в помещении могут наблюдаться потоки воздуха с ощутимыми скоростями, возникающие, например, при аэрации или от воздействия источников тепла, следует ограждать рабочее место легкими ширмами.

Пример 9.3. Рассчитать душирование по способу ниспадающего потока для создания температуры воздуха $t_p = 25^\circ \text{C}$ и скорости его движения $v_p = 1 \text{ м/сек}$ на фиксированном рабочем месте, расположенном открыто в цехе при температуре окружающего воздуха $t_{окр} = 35^\circ \text{C}$.

Решение 1. По данным табл. 9.5 находим:

$$\Delta t_0 = 0,8; \quad \Delta t_0 = 0,15; \quad b_p = 1,3; \quad b_r = 1,1.$$

2. Определяем температуру подаваемого воздуха по формуле (9.17):

$$t_0 = \frac{25 - 0,15 \cdot 35}{1 - 0,15} = 23,2^\circ \text{C}.$$

3. Определяем скорость воздуха на выходе из воздухоораспределителя по формуле (9.18):

$$v_0 = \frac{1}{1,3} = 0,8 \text{ м/сек}.$$

4. Находим минимальную необходимую для данных условий скорость выхода воздуха по формуле (9.16):

$$v_0^{\min} = 3,1 \sqrt{\frac{(35 - 23,2) \cdot 0,8}{0,8 (273 + 35)}} = 0,6 \text{ м/сек}.$$

Так как $v_0 > v_0^{\min}$, принимаем окончательно $v_0 = 0,8 \text{ м/сек}$

5. Определяем скорость воздуха на уровне головы сидящего человека по формуле (9.19):

$$v_r = 1,1 \cdot 0,8 = 0,9 \text{ м/сек}.$$

6. Определяем количество воздуха, подаваемого через воздухоораспределитель:

$$L_0 = \frac{3,14 \cdot 0,8^2}{4} \cdot 0,8 \cdot 3600 = 1430 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

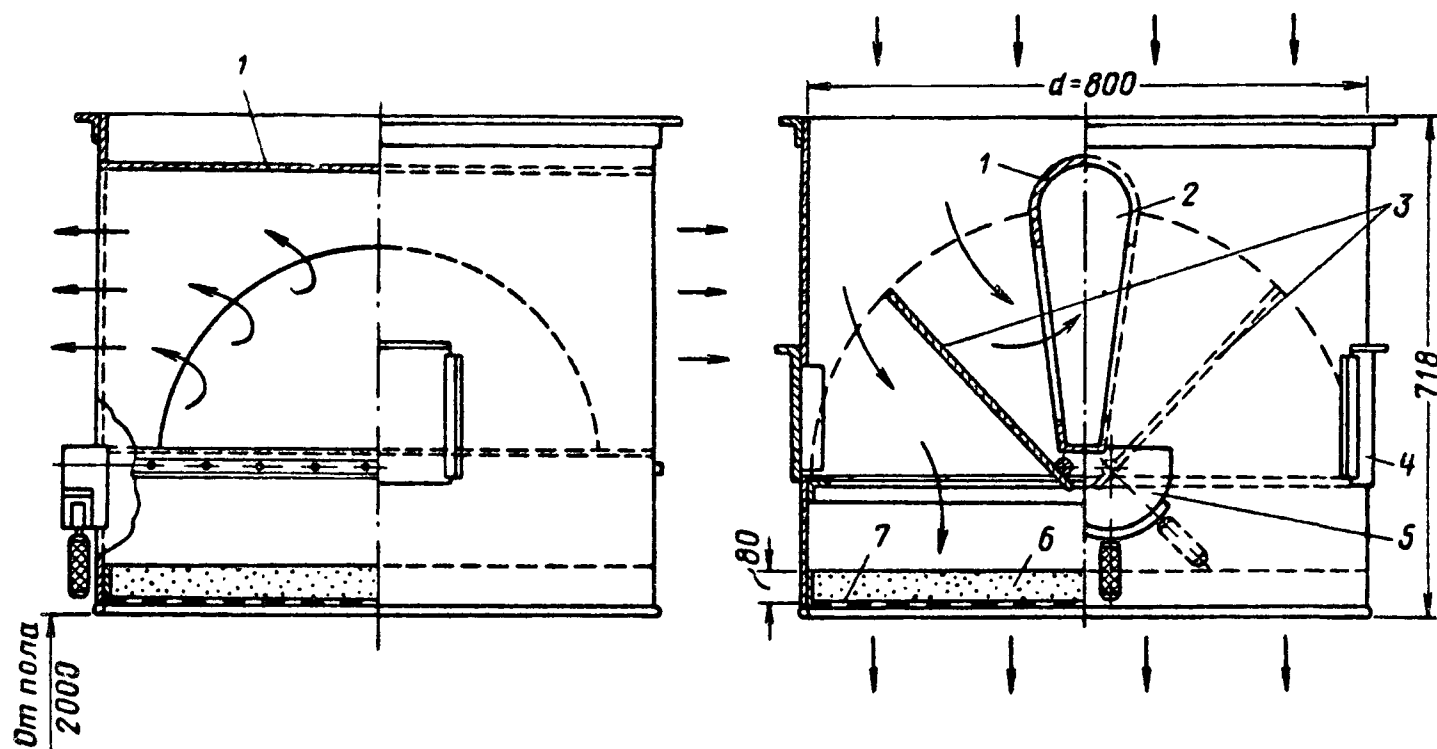


Рис. 9.3. Цилиндрический воздухоораспределитель ЛИОТ

1 — коробка для выпуска воздуха в бок; 2 — боковые отверстия; 3 — створки клапанов; 4 — отверстия с движками; 5 — привод для створок; 6 — насадка из колец; 7 — сетка

ГЛАВА 10

ВОЗДУШНЫЕ ЗАВЕСЫ

10.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Воздушные или воздушно-тепловые завесы следует устраивать:

а) у ворот и дверей, а также у технологических проемов отапливаемых зданий и помещений, возводимых в районах с расчетной температурой наружного воздуха для холодного периода года, соответствующей расчетным параметрам Б (см. главу 1), минус 15° и ниже, если исключена возможность устройства шлюзов или тамбуров;

б) у ворот и технологических проемов помещений

при любых расчетных температурах наружного воздуха и при любой продолжительности открывания ворот при соответствующем обосновании.

Воздушно-тепловые завесы устраиваются также в тамбурах и шлюзах общественных и вспомогательных зданий при проходе через наружные двери 600 и более человек в час, в зданиях любого назначения с кондиционированием воздуха, у наружных дверей помещений со значительными влаговыведениями и при расположении постоянных рабочих мест вблизи наружных дверей.

Воздушные завесы должны поддерживать температуру воздуха на рабочих местах в рабочей или обслуживаемой зонах в районе ворот, технологических

проемов и наружных дверей в холодный период года по нормам температур, установленным для рабочей зоны (см. табл. 1.1), а также установленным для помещений в соответствующих главах СНиП по проектированию зданий и сооружений различного назначения.

При кратковременном (до 10 мин) открывании ворот допускается снижение температуры воздуха на рабочих местах, защищенных перегородками или ширмами от обдувания воздухом, проходящим через ворота, до 14°С — при легкой физической работе, до 12°С — при работе средней тяжести и до 8°С — при тяжелой работе.

При отсутствии постоянных рабочих мест в районе ворот и кратковременном их открывании (до 10 мин)

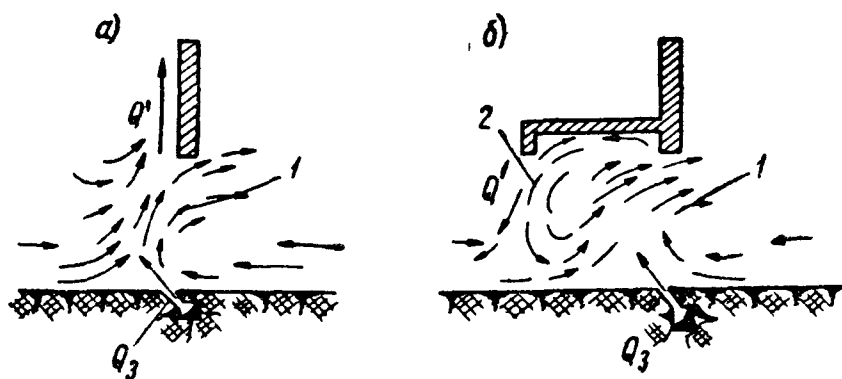


Рис. 10.1. Схема течения воздуха у завесы

а — при отсутствии тамбура; б — при открытом тамбуре; 1 — проем, оборудованный воротами и воздушно-тепловой завесой; 2 — проем, не имеющий ворот

разрешается снижение температуры воздуха в рабочей зоне в районе ворот до 5°С, если это допустимо по технологическим требованиям.

Температура смеси наружного воздуха и воздуха, выходящего из завесы, т. е. смеси, проходящей через ворота, проемы или наружные двери, должна быть не ниже указанных температур для длительного и кратковременного открытия ворот.

Воздух, подаваемый в воздушные завесы у ворот промышленных зданий, должен иметь температуру не более 70°С, а в завесы у наружных дверей — не более 50°С, причем скорость при выходе из щелей у ворот промышленных зданий и дверей определяют аэродинамическими и экономическими расчетами, но она не должна превышать у ворот 25 м/сек, а у наружных дверей — 8 м/сек.

Для уменьшения потерь тепла с частью струи завесы, уходящей наружу (рис. 10.1, а), рекомендуется перед воротами (особенно при односторонних завесах) устраивать открытый тамбур, имеющий только боковые стенки и кровлю (рис. 10.1, б). Длина тамбура должна быть не меньше ширины ворот, а ширина тамбура на 1 м больше ширины ворот.

Выпуск воздуха из воздушных завес рекомендуется производить под углом 30° к плоскости ворот с направлением наружу, а при наличии тамбура — под углом 45°.

У автомобильных и железнодорожных ворот, а также у технологических проемов рекомендуется устраивать боковые двусторонние завесы¹, но допускается устройство нижних, боковых, односторонних или верх-

них завес. Завесы следует устраивать в плоскости ворот, располагая стояки внутри здания на расстоянии не более $0,1\sqrt{F_B}$ м (где F_B — площадь проема ворот в м²) от плоскости ворот, забирая воздух для завесы на уровне установки агрегата. Устраивать забор воздуха из верхней зоны помещений рекомендуется, если температура в верхней зоне выше, чем в зоне размещения агрегата, на 5° и более.

Для обеспечения выхода воздуха в заданном направлении глубину направляющих у щелевых насадков следует делать в 2,5 раза больше ширины щели, а скорость воздуха в корне стояка для равномерного выхода воздуха по длине щелей принимать не более 70% скорости выпуска воздуха из щелей.

Воздушные завесы следует рассчитывать на параметры наружного воздуха Б и автоматизировать их работу по указаниям, приведенным в главе 20.

10.2. РАСЧЕТЫ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС

А. РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ И ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫХ ЗАВЕС ШИБЕРУЮЩЕГО ДЕЙСТВИЯ У НАРУЖНЫХ ВОРОТ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЕМОВ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЯХ

В расчете воздушных завес шиберующего типа учитывают условия аэрации здания, причем ворота, защищенные завесой, рассматриваются как приточный проем, а действие завесы — как дополнительное сопротивление, уменьшающее количество воздуха, проходящего через ворота. Расчет, как правило, производится без учета ветрового давления.

Производительность завес является функцией количества воздуха, проходящего через ворота внутрь здания при действии завесы, которое равно:

а) в зданиях с фонарями или с верхним светом, когда нейтральная зона проходит выше ворот:

$$G_{\text{пр}} = 3600 F_B \mu \sqrt{19,62 h_{\text{н.з}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{вн}}) \gamma_{\text{см}}} \text{ кг/ч}; \quad (10.1)$$

б) в зданиях без фонарей, когда нейтральная зона находится в пределах высоты ворот, определяется количеством воздуха, проходящего через нижнюю часть ворот:

$$G_{\text{пр.нижн.}} = 2400 h'_{\text{н.з}} B \mu_{\text{нижн.}} \times \sqrt{19,62 h'_{\text{н.з}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{вн}}) \gamma_{\text{см}}} \text{ кг/ч}. \quad (10.2)$$

Производительность завес шиберующего типа равна:

а) когда нейтральная зона проходит выше ворот $G_z = q G_{\text{пр}} \text{ кг/ч}; \quad (10.3)$

б) когда нейтральная зона находится в пределах ворот

$$G_z = q G_{\text{пр.нижн.}} \text{ кг/ч}, \quad (10.4)$$

где $q = \frac{G_z}{G_{\text{пр}}}$ — отношение количества воздуха, подаваемого в за-

весу, к количеству воздуха, проходящему через ворота;

F_B — площадь ворот (проема, двери), в которой устраивается воздушная завеса, в м²;

B — ширина проема ворот в м;

μ — коэффициент расхода воздуха через ворота, при действии завесы принимается по табл. 10.1 в зависимости от

$$q, \bar{F}_{\text{щ}} = \frac{F_{\text{щ}}}{F_B} \text{ и } \alpha;$$

¹ «Воздушные и воздушно-тепловые завесы для ворот 3×3, 4×3; 4×4,2; 4,7×5,6 м с центробежными вентиляторами» разработаны в 1964 г. ЦНИИПромзданий; инвентарный номер 7725—2, выпуск 1 и 2 ЦИТП Госстроя СССР

$\lambda_{\text{нижн}}$ — коэффициент расхода воздуха через нижнюю часть ворот при действии завесы, принимается также по табл. 10.1;
 $F_{\text{щ}}$ — суммарная площадь выпускных щелей воздушной завесы в м^2 ;
 α — угол между направлением выхода струи и плоскостью ворот в град;

Таблица 10.1

Коэффициенты расхода воздуха μ для открытых проемов при действии двусторонних боковых воздушных завес

$q_{\text{опт}}$	α°	Распашные ворота при относительной площади щелей завесы $\bar{F}_{\text{щ}}$					Раздвижные ворота при относительной площади щелей завесы $\bar{F}_{\text{щ}}$				
		$1/40$	$1/30$	$1/20$	$1/15$	$1/10$	$1/40$	$1/30$	$1/20$	$1/15$	$1/10$
0,5	30	0,25	0,27	0,3	0,33	0,36	0,3	0,32	0,36	0,39	0,48
0,6	30	0,22	0,24	0,27	0,3	0,33	0,27	0,29	0,33	0,35	0,39
0,7	30	0,20	0,22	0,25	0,27	0,31	0,24	0,26	0,3	0,33	0,36
0,8	30	0,19	0,20	0,23	0,25	0,28	0,22	0,24	0,27	0,3	0,34
0,9	30	0,17	0,19	0,21	0,23	0,27	0,2	0,22	0,25	0,27	0,31
1,0	30	0,16	0,18	0,2	0,22	0,25	0,19	0,21	0,24	0,26	0,29
0,5	45	0,22	0,25	0,27	0,3	0,33	0,27	0,29	0,33	0,36	0,4
0,6	45	0,2	0,22	0,25	0,27	0,3	0,24	0,26	0,3	0,32	0,36
0,7	45	0,18	0,2	0,23	0,25	0,27	0,22	0,24	0,27	0,29	0,33
0,8	45	0,17	0,19	0,21	0,23	0,25	0,2	0,22	0,25	0,27	0,3
0,9	45	0,16	0,17	0,19	0,21	0,24	0,18	0,2	0,23	0,25	0,28
1,0	45	0,15	0,16	0,19	0,2	0,22	0,17	0,19	0,21	0,23	0,26

Примечание. Коэффициент расхода воздуха через ворота, проемы или двери при бездействии завесы равен для распашных ворот $\mu=0,64$; для раздвижных ворот $\mu=0,8$.

$h_{\text{н.з}}$ — высота нейтральной зоны от середины ворот в м;

$h_{\text{н.з}}$ — высота нейтральной зоны от пола в м;

$\gamma_{\text{н}}$ — удельный вес наружного воздуха в кг/м^3 при температуре $t_{\text{н}}$ в град;

$\gamma_{\text{см}}$ — удельный вес смеси воздуха завесы и наружного воздуха в кг/м^3 при температуре $t_{\text{см}}$ в град;

$\gamma_{\text{вн}}$ — удельный вес воздуха в кг/м^3 внутри помещения по высоте при температуре $t_{\text{вн}}$ в град.

Оптимальные значения относительной ширины щели $\bar{F}_{\text{щ.опт}} = \frac{F_{\text{щ}}}{F_{\text{в}}}$ и величины q определяются минимумом затрат на устройство и эксплуатацию воздушной завесы.

Для зданий, не имеющих избытков тепла при средних эксплуатационных условиях (стоимость тепла 3,5 руб/Гкал, электроэнергии — 1,1 коп/квт·ч), оптимальную ширину щели следует принимать по табл. 10.2 в зависимости от произведения продолжительности отопительного периода n суток/год на число часов работы завесы в сутки τ и от расчетной разности температур $\Delta t_{\text{расч}} = t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}$, а оптимальное значение $q_{\text{опт}}$ — по табл. 10.3 в зависимости от расчетной разности температур $\Delta t_{\text{расч}}$, расчетной высоты h и оптимального значения относительной ширины щели $\bar{F}_{\text{щ.опт}}$.

В зданиях с теплоизбытками, в которых зимой применяется аэрация, завесы, как правило, устраиваются без подогрева с забором воздуха из верхней зоны, где температура его $t_{\text{в.з}}$ наиболее высока. При этом величину q определяют по формуле (10.5) из условия обеспечения требуемой по санитарным нормам температуры смеси $t_{\text{см}}$ воздуха, поступающего в завесу $t_3 = t_{\text{в.з}}$, и наружного неподогретого воздуха $t_{\text{н}}$, по формуле

$$q = \frac{t_{\text{см}} - t_{\text{н}}}{(t_3 - t_{\text{н}}) \left(1 - \frac{q'}{q_3}\right)}, \quad (10.5)$$

Таблица 10.2
Оптимальные значения относительной ширины воздуховыпускной щели завесы $\bar{F}_{\text{щ.опт}}$ для зданий, не имеющих теплоизбытков

Величина h в м	Расчетный перепад температур $\Delta t_{\text{расч}}$ в $^\circ\text{C}$		
	35	50	65
300	$1/30$	$1/30$	$1/20$
375	$1/30$	$1/20$	$1/15$
450	$1/30$	$1/20$	$1/15$
525	$1/20$	$1/20$	$1/10$
600	$1/20$	$1/15$	$1/10$
675	$1/20$	$1/15$	$1/10$
750	$1/20$	$1/15$	$1/10$
825	$1/15$	$1/15$	$1/10$
900	$1/15$	$1/10$	$1/10$
975	$1/15$	$1/10$	$1/10$
1050	$1/10$	$1/10$	$1/10$

Примечание. При определении $\bar{F}_{\text{щ.опт}}$ для завес, устраиваемых в зданиях с нейтральной зоной, проходящей в пределах ворот, вместо величины h следует брать величину 1,25 м.

Таблица 10.3

Оптимальные значения $q_{\text{опт}}$

$\bar{F}_{\text{щ.опт}}$	Расстояние между серединой ворот и фрамугами фонаря $h_{\text{м}}$ в м					
	5	10	15	20	25	30
При $\Delta t_{\text{расч}} = 35^\circ\text{C}$						
$1/10$	0,8	0,72	0,65	0,6	0,55	0,5
$1/15$	0,72	0,65	0,59	0,55	0,52	0,5
$1/20$	0,63	0,58	0,55	0,52	0,5	0,48
$1/30$	0,6	0,54	0,5	0,48	0,46	0,45
При $\Delta t_{\text{расч}} = 50^\circ\text{C}$						
$1/10$	0,9	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6
$1/15$	0,8	0,7	0,63	0,58	0,54	0,52
$1/20$	0,7	0,63	0,57	0,54	0,5	0,5
$1/30$	0,62	0,56	0,52	0,49	0,47	0,46
При $\Delta t_{\text{расч}} = 65^\circ\text{C}$						
$1/10$	1	0,9	0,82	0,75	0,7	0,65
$1/15$	0,87	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6
$1/20$	0,72	0,67	0,63	0,59	0,56	0,54
$1/30$	0,65	0,6	0,57	0,54	0,52	0,5

Примечания. 1. Приведенные значения $q_{\text{опт}}$ соответствуют случаю $f_{\text{пр}} + f_{\text{выт}} = 0,4 - 0,7$; при снижении этой суммы до 0,3 указанные в данной таблице значения следует уменьшать на 20%, а при снижении суммы до 0,2 — уменьшать на 30%.

2. При устройстве перед завесой открытого тамбура ($l > B$) указанные значения следует увеличить на 10%.

3. В зданиях без фонаря или верхнего света при определении $q_{\text{опт}}$ за высоту h следует принимать высоту ворот $H_{\text{в}}$.

где $\frac{q'}{q_3}$ — отношение количества тепла, теряемого с воздухом завесы, выбрасываемым наружу (рис. 10.1), к общему количеству тепла, заключенному в воздухе, подаваемом в завесу (за уровень отсчета принимается температура наружного воздуха), определяемое по рис. 10.2.

Для двусторонних воздушных завес с углом выхода струи $\alpha=30^\circ$ в зданиях, не имеющих открытого тамбура перед воротами, величина $\frac{Q'}{Q_3}$ определяется по графику рис. 10.2, а, а при расположении перед завесой открытого тамбура с длиной, равной ширине ворот, — по рис. 10.2, б на основе найденных ранее величин $\bar{F}_{ш}$ и q .

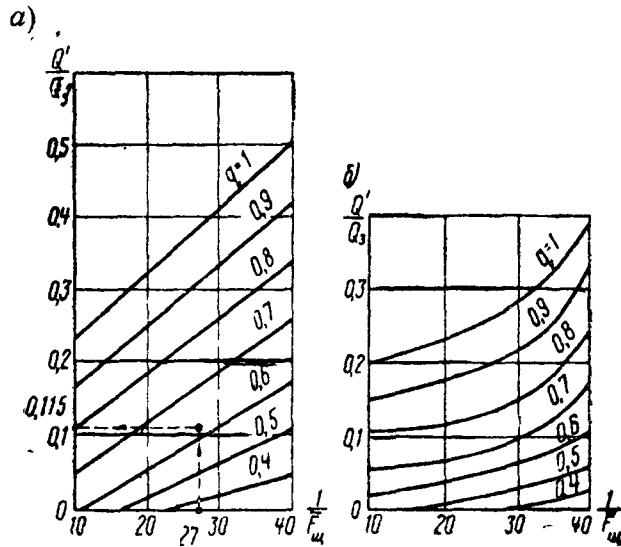


Рис. 10.2. График потерь тепла с частью струи завесы, уходящей наружу

а — при отсутствии тамбура; б — при наличии открытого тамбура

Оптимальное значение $\bar{F}_{ш.опт}$ для зданий с теплоизбытками для средних эксплуатационных условий следует определять в зависимости от величины $\theta = \frac{t_{см} - t_n}{t_3 - t_n}$ и произведения $hn\Delta t_{расч}$ при работе завесы в течение $\tau=3$ ч в сутки и для круглосуточной работы завесы у постоянно открытых ворот (табл. 10.4).

Здесь: h — расстояние от середины ворот до середины створки в фойере в м;
 n — продолжительность отопительного периода в сутках;
 $\Delta t_{расч} = t_{вн} - t_n$ — расчетная разность температур в град.

Высота расположения нейтральной зоны от середины ворот, входящая в формулы (10.1) и (10.2), при сбалансированных расходах приточной и вытяжной механической вентиляции:

а) в зданиях с фонарями, когда нейтральная зона расположена выше ворот:

$$h_{н.з} = \frac{h}{(1,052B)^2 + 1} \text{ м}; \quad (10.6)$$

B — отношение приведенной площади приточных проемов к площади вытяжных проемов; при заборе воздуха для завесы из помещения

$$B = \frac{\mu F_B (1 - q) + (\mu F)_{пр}}{(\mu F)_{вт}}. \quad (10.7)$$

при заборе воздуха для завесы снаружи

$$B = \frac{\mu F_B + (\mu F)_{пр}}{(\mu F)_{вт}}; \quad (10.8)$$

б) в зданиях с теплоизбытками, в которых в зимнее время устраивается аэрация:

$$h_{н.з} = \frac{h - h_{пр}}{\left[1,1 \frac{(\mu F)_{пр}}{(\mu F)_{вт}} \right]^2 + 1} + h_{пр}. \quad (10.9)$$

Таблица 10.4
Оптимальные значения относительной ширины воздуховыпускной щели завесы $\bar{F}_{ш.опт}$ устраиваемой в здании с теплоизбытками

$hn\Delta t_{расч} \cdot 10^{-3}$	Величина $\theta = \frac{t_{см} - t_n}{t_3 - t_n}$							
	0,5	0,53	0,55	0,57	0,6	0,65	0,7	0,75
Ворота открыты $\tau \leq 3$ ч/сутки								
20	1/40	1/40	1/40	1/30	1/30	1/20	1/15	1/10
50	1/40	1/40	1/30	1/30	1/30	1/20	1/15	1/10
100	1/40	1/30	1/30	1/30	1/20	1/15	1/10	1/10
150	1/40	1/30	1/30	1/30	1/20	1/15	1/10	1/10
200	1/40	1/30	1/30	1/20	1/20	1/15	1/10	1/10
300	1/40	1/30	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10
400	1/30	1/30	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10
500	1/30	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10
600	1/20	1/20	1/15	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10
700	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10	1/10
Ворота открыты круглосуточно								
20	1/40	1/30	1/30	1/30	1/20	1/15	1/15	1/10
50	1/30	1/30	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10
100	1/20	1/20	1/15	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10
150	1/20	1/20	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10	1/10
200	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10
300	1/15	1/15	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10
400	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10
500	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10

где $h_{пр}$ — высота расположения середины приточных створок над серединой ворот в м;
 $(\mu F)_{пр}$ — суммарная площадь приточных отверстий в окнах, умноженная на коэффициент расхода, в м^2 ;
 $(\mu F)_{вт}$ — суммарная площадь вытяжных отверстий и щелей в створках фонарей, шахт, умноженная на коэффициент расхода, в м^2 .

Площадь щелей в притворах створок в фонарях, окон, дверей и ворот, умноженную на коэффициент расхода воздуха и отнесенную на 1 пог. м притвора, следует принимать по табл. 10.5.

В случае открытых аэрационных проемов площадь их принимается по фактическим размерам, а коэффициенты расхода определяются по табл. 5.3 и 5.4.

Формула (10.9) дает несколько преувеличенные значения для $h_{н.з}$; ошибка тем меньше, чем $(\mu F)_{пр}$ больше величины $\mu F_B (1 - q)$.

При $\mu F_{прит} \geq 20 \mu F_B (1 - q)$ ошибка в конечном результате для $G_{пр}$ будет меньше 5%.

В зданиях без фонарей, верхнего света и шахт, когда нейтральная зона находится в пределах ворот; высота нейтральной зоны от пола

$$h'_{н.з} = \frac{H_B}{1 + 1,42E^{2/3}} \text{ м}, \quad (10.10)$$

Таблица 10.5
Произведение площади щели длиной 1 м
на коэффициент расхода воздуха через эту щель в м²

Местоположение щелей	Окна с деревянными рамами		Окна с металлическими рамами		Двери и ворота
	одинарные	двойные	одинарные	двойные	
В рабочей зоне	0,003	0,002	0,002	0,0012	0,01
В верхнем свете и фонарях	0,005	0,003	0,004	0,0025	—

Примечание. Для зданий с плохим состоянием рам величины для щелей в окнах следует брать в 1,5–2 раза больше.

Расчеты по формуле (10.11) могут быть произведены с помощью номограмм, приведенных на рис. 10.5. Общий расход тепла на воздушную завесу определяют по формуле

$$Q = G_3 \cdot 0,24(t_3 - t_{\text{нач}}) \text{ ккал/ч}, \quad (10.12)$$

где $t_{\text{нач}}$ — температура воздуха, поступающего к калориферам воздушной завесы, в град; при воздухозаборе, расположенном у пола вблизи ворот, $t_{\text{нач}} = t_{\text{см}}$; при воздухозаборе на уровне площадок над воротами $t_{\text{нач}} = t_{\text{вн}}$; при заборе воздуха из верхней зоны $t_{\text{нач}} = t_{\text{ух}}$.

Дополнительный расход тепла на местную систему отопления, который следует учитывать при работе воздушной завесы, когда $t_{\text{см}} < t_{\text{вн}}$, определяют по формуле

$$Q_{\text{доп}} = G_{\text{пр}} \cdot 0,24(t_{\text{вн}} - t_{\text{см}}) \text{ ккал/ч}. \quad (10.13)$$

Пример 10.1. Рассчитать воздушную завесу для раздвижных ворот размерами $F_B = 4 \cdot 3 = 12 \text{ м}^2$, открывающихся на 1,5 ч в сутки в деревообрабатывающем цехе, работающем в одну смену.

где H_B — высота ворот в м;
 $E = (1-q)\mu$ — при заборе воздуха для завесы из помещения;
 $E = \mu$ — при заборе воздуха для завесы снаружи или над воротами.

Расчеты по формулам (10.6) и (10.10) при сбалансированных расходах механической вентиляции, а так-

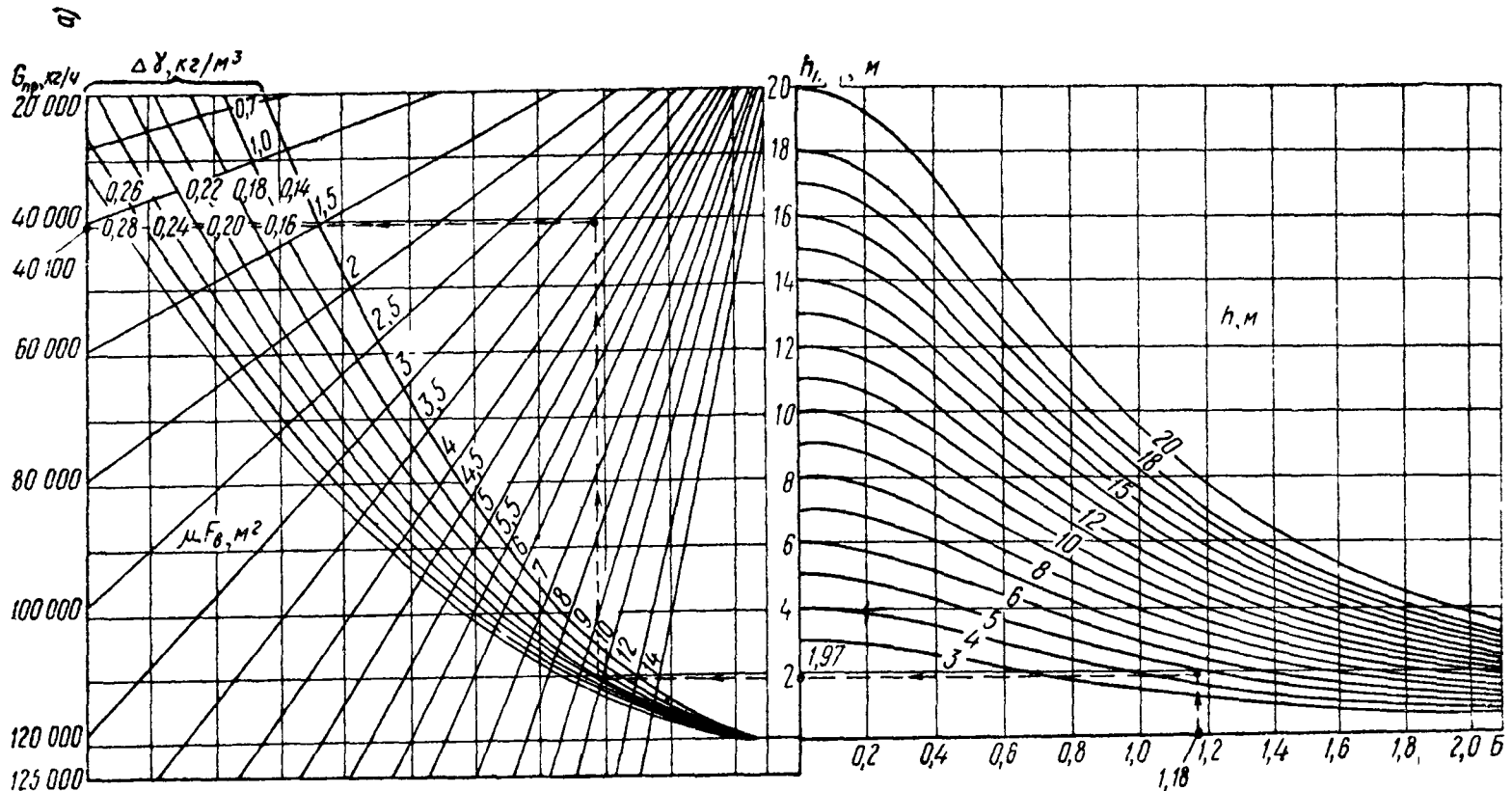


Рис. 10.3. Номограмма для расчета воздушных завес при расположении нейтральной зоны выше ворот

же и определение количества воздуха, проходящего через ворота при действии завесы по формулам (10.1) и (10.2), могут быть произведены с помощью номограмм, приведенных на рис. 10.3 и 10.4.

Необходимую температуру воздуха, подаваемого в воздушную завесу, определяют по формуле

$$t_3 = t_n + \frac{t_{\text{см}} - t_n}{q \left(1 - \frac{Q'}{Q_3}\right)} \text{ град}. \quad (10.11)$$

Величину $\frac{Q'}{Q_3}$ определяют по графику на рис. 10.2, а, б, учитывая указания к формуле (10.5).

Расчетная температура наружного воздуха в зимнее время $t_n = -25^\circ \text{C}$; температура в рабочей зоне $t_{p.3} = 18^\circ \text{C}$; средняя температура по высоте помещения $t_{\text{вн}} = 20^\circ \text{C}$:

$$\Delta t_{\text{расч}} = 20 - (-25) = 45^\circ \text{C}.$$

Продолжительность отопительного периода $n = 200$ суток. Категория работ — легкая, рабочие места, расположенные вблизи ворот, защищены ширмами.

Длина притворов окон с деревянными двойными переплетами $l = 760 \text{ м}$; длина притворов двух ворот $l = 48 \text{ м}$, длина притворов фонаря с металлическими переплетами $l = 700 \text{ м}$.

Вертикальное расстояние между центром проема ворот и центром фрамуг фонаря $h = 5 \text{ м}$. Объемы воздуха, подаваемого в цех и удаляемого из цеха механическим путем, сбалансированы.

Решение 1. Температуру смеси воздуха в рабочей зоне вблизи ворот принимаем $t_{\text{см}} = 14^\circ \text{C}$.

2. В здании нет постоянных избытков тепла, поэтому оптимальную относительную ширину щели воздушной завесы $\bar{F}_{щ}$ определяем по табл. 10 2, учитывая величину

$$\eta\tau = 200 \cdot 1,5 = 300.$$

При этом $\bar{F}_{щ} = 1/30$, откуда оптимальная ширина щели

$$b = \frac{i}{30} = \frac{B}{2} = \frac{4}{60} = 0,067 \text{ м.}$$

Принимается ближайшая ширина щели, кратная 0,025 м, $b = 0,075 \text{ м}$, при этом фактическая величина

$$\bar{F}_{щ} = \frac{2 \cdot 0,075}{4} = \frac{1}{27}.$$

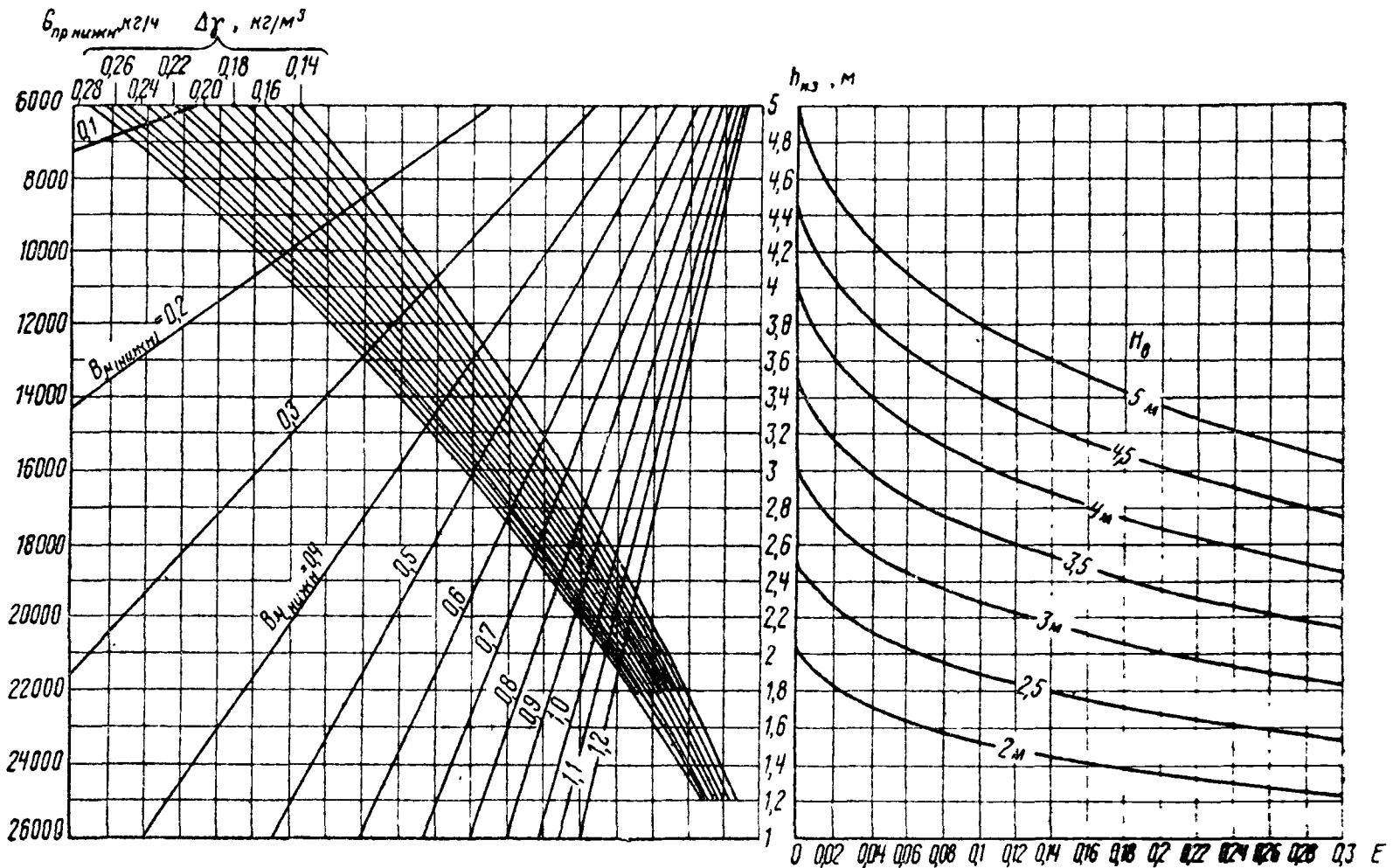


Рис. 10.4. Номограмма для расчета воздушных завес при расположении нейтральной зоны в пределах высоты ворот

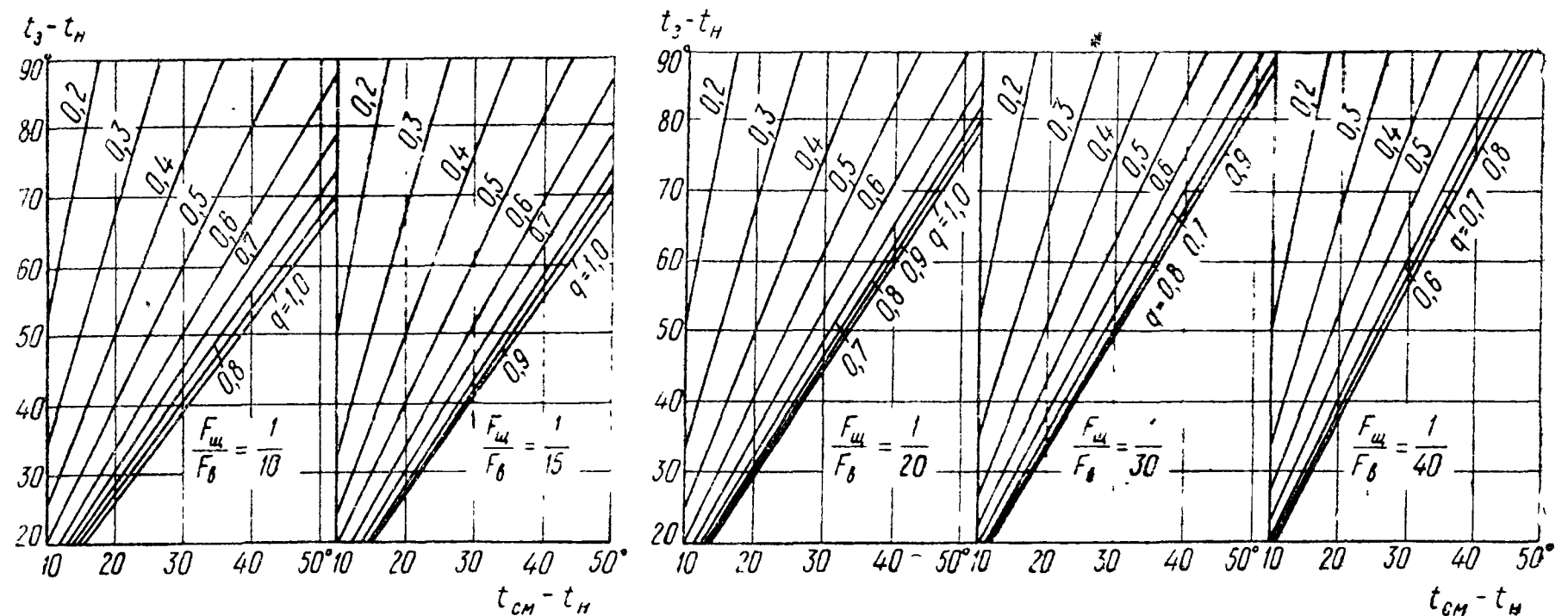


Рис. 10.5. Номограмма для определения необходимой температуры воздуха, подаваемого в завесу

3. По табл. 10.3 при $\Delta t_{\text{расч}} = 50^\circ$ (ближайшее к заданному 45°) находим оптимальное значение $q_{\text{опт}} = 0,62$.

4. Коэффициент расхода воздуха для раздвижных ворот по табл. 10.1 $\mu = 0,29$.

5. По табл. 10.5 и заданным длинам притворов находим произведения площади щелей на коэффициенты расхода для приточных и вытяжных щелей:

$$(\mu_1 F)_{\text{прит}} = 760 \cdot 0,002 + 48 \cdot 0,01 = 2,0 \text{ м}^2;$$

$$(\mu_1 F)_{\text{выт}} = 700 \cdot 0,004 = 2,8 \text{ м}^2.$$

6. Находим отношение приведенной площади приточных и вытяжных отверстий по формуле (10.7):

$$B = \frac{0,29 \cdot 12 (1 - 0,62) + 2}{2,8} = 1,18.$$

7. По формуле (10.6) определяем высоту расположения нейтральной зоны

$$h_{\text{н.з.}} = \frac{5}{(1,052 \cdot 1,18)^2 + 1} = 1,97 \text{ м}.$$

8. Количество воздуха, проходящее при действии завесы через ворота, определяют по формуле (10.1):

$$G_{\text{пр}} = 3600 \cdot 0,29 \cdot 12 \sqrt{19,62 \cdot 1,97 \cdot 0,215 \cdot 1,23} = 40 \text{ 100 кг/ч},$$

$$\text{где } \Delta \gamma = \gamma_{-25} - \gamma_{20} = 1,42 - 1,205 = 0,215 \text{ кг/м}^3;$$

$$\gamma_{\text{см}} = \gamma_{14} = 1,23 \text{ кг/м}^3.$$

9. Расход воздуха на завесу — по формуле (10.3):

$$G_3 = 0,62 \cdot 40 \text{ 100} = 24 \text{ 850 кг/ч}.$$

10. Находим величину $\frac{Q'}{Q_3}$ по рис. 10.2, а: $\frac{Q'}{Q_3} = 0,115$,

и по формуле (10.11) находим температуру t_3 :

$$t_3 = -25 + \frac{14 + 25}{0,62 (1 - 0,115)} = 46,1^\circ \text{С}.$$

11. Расход тепла определяют по формуле (10.12):

$$Q = 24850 \cdot 0,24 (46,1 - 14) = 191 \text{ 000 ккал/ч}.$$

12. Дополнительный расход тепла на систему отопления для подогрева воздуха, проходящего через ворота, от температуры смеси $t_{\text{см}}$ до температуры $t_{\text{вн}}$ составляет:

$$Q_{\text{доп}} = G_{\text{пр}} \cdot 0,24 (t_{\text{р.з}} - t_{\text{см}}) = 0,24 \cdot 40 \text{ 100} (18 - 14) = 38 \text{ 600 ккал/ч}.$$

На графиках рис. 10.2 и 10.3 пунктирной линией дано решение данного примера.

Б. РАСЧЕТ ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫХ ЗАВЕС У ВХОДНЫХ ДВЕРЕЙ ОБЩЕСТВЕННЫХ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЙ ВЫСОТОЙ 3 ЭТАЖА И БОЛЕЕ

В расчете воздушных завес у входных дверей учитываются число проходящих людей, место расположения забора воздуха для агрегата завесы и конструкция входа, причем входные двери рассматриваются как приточный проем, а действие завесы — как отопительное устройство, нагревающее наружный воздух, поступающий через вход в здание.

Воздух рекомендуется подавать: при воздухозаборе внутри здания — в тамбур (внутренний при тройных дверях), при воздухозаборе снаружи — в вестибюль.

Раздачу воздуха следует принимать двустороннюю, через боковые отверстия высотой до 1,2 м в непосредственной близости от открываемых дверей. Низ отверстия должен быть на высоте не ниже 0,1 м от пола.

Рекомендуемые значения скоростей воздуха, поступающего из воздушно-тепловой завесы, 4—5 м/сек.

Количество наружного воздуха, поступающего через вход в здание при сбалансированных расходах приточной и вытяжной механической вентиляции:

Т а б л и ц а 10.6

Поправочный коэффициент K

Конструкция входа	Число проходящих людей n через вход в здание в час									
	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
А. Воздухозабор внутри вестибюля										
Открытый вестибюль, двери:										
одинарные	0,26	0,31	0,35	0,39	0,43	0,47	0,51	0,55	0,58	0,61
двойные или вращающиеся	0,21	0,26	0,3	0,34	0,38	0,41	0,44	0,48	0,51	0,54
тройные	0,16	0,2	0,25	0,28	0,32	0,35	0,38	0,41	0,44	0,46
Закрытый вестибюль, двери:										
одинарные	0,23	0,27	0,32	0,35	0,39	0,43	0,46	0,49	0,52	0,55
двойные или вращающиеся	0,19	0,23	0,27	0,31	0,34	0,37	0,4	0,43	0,46	0,49
тройные	0,15	0,18	0,23	0,25	0,29	0,32	0,34	0,37	0,4	0,42
Б. Воздухозабор снаружи										
Открытый вестибюль, двери:										
одинарные	0,21	0,24	0,28	0,31	0,34	0,38	0,41	0,44	0,47	0,49
двойные или вращающиеся	0,17	0,21	0,24	0,27	0,3	0,33	0,35	0,38	0,41	0,43
тройные	0,13	0,16	0,2	0,23	0,26	0,28	0,3	0,33	0,35	0,37
Закрытый вестибюль, двери:										
одинарные	0,18	0,22	0,25	0,28	0,31	0,34	0,35	0,48	0,4	0,42
двойные или вращающиеся	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,29	0,31	0,33	0,36	0,38
тройные	0,12	0,15	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26	0,29	0,31	0,33

Примечания: 1. Открытым считается вестибюль, не отделенный дверями от лестничной клетки, закрытым — снабженный дверями перед лестничной клеткой.

2. При необходимости свести до минимума понижение температуры воздуха в вестибюле (например, при ограниченных размерах вестибюля, близком расположении гардероба к входным дверям) мощность воздушно-тепловых завес может быть увеличена путем повышения значения K вплоть

до полуторных значений от величин, приведенных в таблице.

3. Если через вход в здание проходит более 1500 человек в час, то расчетная площадь $F_{\text{вх}}$ увеличивается в отношении $\frac{n}{1500}$ с округлением до ближайшего большего целого числа. В этом случае коэффициент K принимается в зависимости от n , деленного на это целое число.

Таблица 10.7
Коэффициент расхода через вход $\mu_{вх}$

Конструкция входных дверей	$\mu_{вх}$
Одинарные двери	0,7
Двойные двери с тамбуром, прямой проход	0,65
Тройные двери с тамбуром, прямой проход	0,6
Двойные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,55
Тройные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,45
Вращающиеся двери	0,1

Примечание. Увеличение числа последовательно расположенных дверей сверх трех незначительно улучшает технико-экономические показатели завесы. В этом случае расчет может быть ориентировочно проведен, как для тройных дверей.

$$G_{вх} = K \cdot 3600 \cdot F_{вх} \mu_{вх} \times \sqrt{9,81 (h_{л.к} + 2h_{эт} - H_{дв}) (\gamma_{и} - \gamma_{вн}) \gamma_{и}} \text{ кг/ч}, \quad (10.14)$$

а производительность воздушной завесы при заборе воздуха внутри или снаружи здания

$$G_3 = G_{вх} \frac{t_{вн} - t_{н}}{t_3 - t_{вн}} \text{ кг/ч}, \quad (10.15)$$

где K — поправочный коэффициент, который в зависимости от числа проходящих людей, места расположения забора воздуха для агрегата завесы и конструкции входа принимается по табл. 10.6;
 $F_{вх}$ — площадь одной открываемой створки наружных входных дверей в м^2 ;
 $\mu_{вх}$ — коэффициент расхода воздуха через вход; принимается в зависимости от конструкции входных дверей по табл. 10.7;
 $h_{л.к}$ — высота лестничной клетки здания от уровня земли в м;
 $h_{эт}$ — полная высота одного этажа в м;
 $H_{дв}$ — высота входных дверей в м.

Расход тепла на подогрев воздуха, подаваемого в завесу:

а) при заборе воздуха внутри здания, применяемом, как правило, при устройстве воздушно-тепловых завес:

$$Q = G_3 \cdot 0,24 (t_3 - t_{вн}) \text{ ккал/ч}; \quad (10.16)$$

б) при заборе снаружи при совмещении воздушно-тепловой завесы с приточной вентиляцией

$$Q = G_3 \cdot 0,24 (t_3 - t_{н}) \text{ ккал/ч}. \quad (10.17)$$

Пример 10.2. Рассчитать воздушно-тепловую завесу для многоэтажного здания при заборе на завесу внутреннего воздуха. Вестибюль открытый. Входные двери вращающиеся.

Дано $t_{н} = -26^\circ \text{C}$; $\gamma_{и} = 1,43 \text{ кг/м}^3$; $h_{л.к} = 60 \text{ м}$; $t_{в} = 16^\circ \text{C}$; $\gamma_{в} = 1,22 \text{ кг/м}^3$; $h_{эт} = 3,3 \text{ м}$; $H_{дв} = 2,5 \text{ м}$.

Площадь открываемой створки наружной двери $0,8 \cdot 2,5 = 2 \text{ м}^2$; $n_{общ} = 2500 \text{ чел/ч}$.

Решение. 1. Поправочный коэффициент K принимаем по табл. 10.6 с учетом, что количество людей $n_{общ}$, проходящих в здание, превышает 1500 чел/ч . В этом случае $\frac{n_{общ}}{1500} = \frac{2500}{1500} = 1,67 \approx 2$ и $n = \frac{2500}{2} = 1250$.

При воздухозаборе внутри открытого вестибюля, вращающихся дверях и числе проходов через вход 1250 в час $K = 0,46$.

2. Коэффициент расхода $\mu = 0,1$ принимаем по табл. 10.7.

3. Определяем количество наружного воздуха, поступающего через вход, по формуле (10.14) с учетом, что одновременно открыты 2 двери:

$$G_{вх} = 0,46 \cdot 3600 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 0,1 \sqrt{9,81 (60 + 2 \cdot 3,3 - 2,5) (1,43 - 1,22) 1,43} = 9000 \text{ кг/ч}.$$

4. Определяем расход воздуха на завесу по формуле (10.15):

$$G_3 = 9000 \frac{16 + 26}{50 - 16} = 11\,200 \text{ кг/ч}.$$

5. Определяем расход тепла на завесу по формуле (10.16):

$$Q_3 = 11\,200 \cdot 0,24 (50 - 16) = 92\,000 \text{ ккал/ч}.$$

ГЛАВА 11

МЕСТНЫЕ ОТСОСЫ

11.1. МЕСТНЫЕ ОТСОСЫ ОТКРЫТОГО ТИПА

Местные отсосы устраивают для улавливания производственных вредных выделений у места их образования.

Предотвращая распространение вредных выделений по помещению, местные отсосы удаляют их при наименьшем расходе вентиляционного воздуха. Отсос должен быть максимально приближен к источнику выделений и, по возможности, отделять его от помещения. Удаляемый воздух не должен проходить через зону дыхания рабочего.

В практике проектирования применяются вытяжные зонты, отсасывающие панели, бортовые отсосы, вытяжные шкафы, кожухи-воздухоприемники, аспирируемые укрытия.

Эффект всасывания характеризуется спектрами всасывания и наблюдается на небольших расстояниях от

отверстий. Если вытяжные потоки не способны увлечь и удалить ненаправленные вредности, то местный отсос активизируется приточной струей, которая, проходя через область вредных выделений, направляет их в заданную зону. Такие отсосы называют активированными.

Спектром всасывания называют кривые, представляющие геометрические места точек с одинаковыми скоростями воздуха на различных расстояниях от отверстия (рис. 11.1, а и б). Цифры на кривых указывают доли скоростей в % средней скорости во всасывающем отверстии на расстояниях от отверстия, выраженных в долях диаметра этого отверстия, а линии, перпендикулярные кривым равных скоростей, — направление движения потока.

На рис. 11.1, в представлен обобщенный график осевых скоростей всасывания у круглых и прямоугольных отверстий с острыми кромками. На оси абсцисс отложены относительные расстояния $\frac{x}{A}$ в долях гидравлического радиуса или d отверстия, где x — расстояние от

отверстия в м, $A = \frac{F}{p}$, где F — площадь в м^2 и p — периметр в м. На оси ординат показаны значения относительных скоростей $\frac{v_x}{v_0}$, представляющих отношение скорости в данной точке v_x к средней скорости в отверстии v_0 м/сек. Для круглых отверстий $A = \frac{d}{4}$.

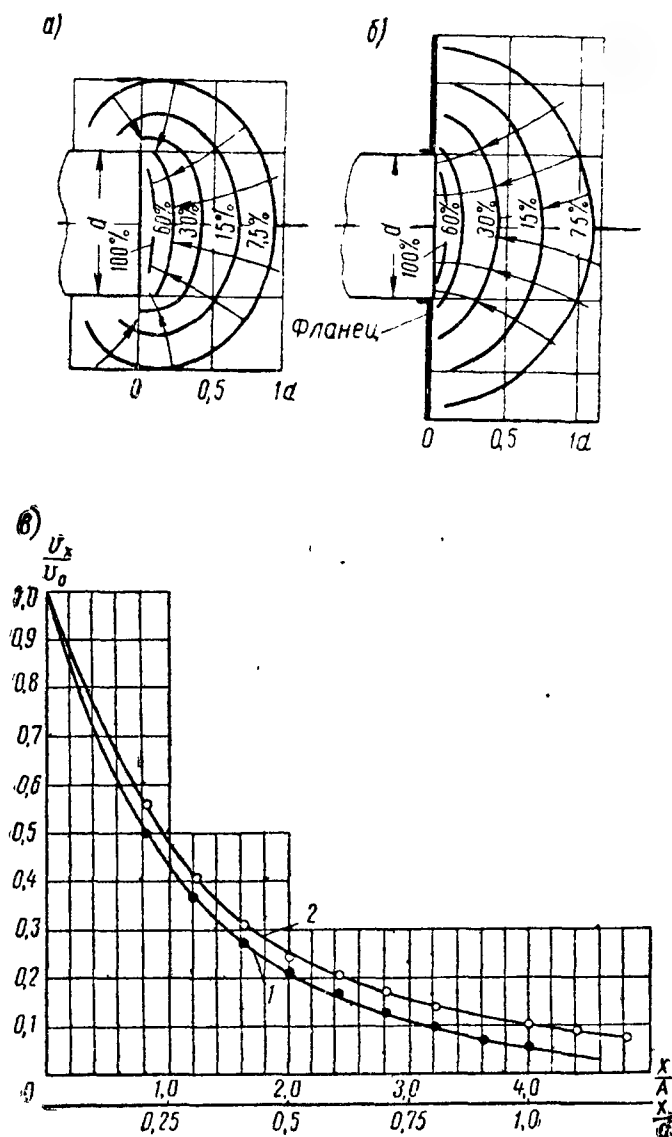


Рис. 11.1. Спектры скоростей и осевая скорость в зоне действия всасывающих отверстий

а — при отверстиях с острыми кромками (без фланца); б — при отверстиях с фланцем; в — обобщенный график осевых скоростей всасывания у круглых и прямоугольных отверстий с острыми кромками; 1 — линия соответствует круглому и квадратному отверстиям; 2 — линия соответствует прямоугольному отверстию с отношением сторон 1 : 310

А. ВЫТЯЖНЫЕ ЗОНТЫ

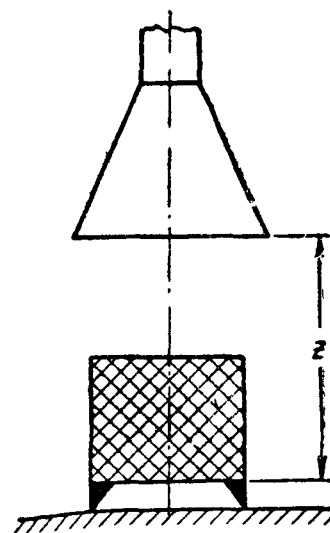
Вытяжные зонты служат для улавливания потоков вредных веществ, направленных вверх. Зонт следует делать с центральным углом раскрытия не более 60° и приемным отверстием, перекрывающим (в плане) источник вредных выделений. Наличие в помещении значительных

горизонтальных воздушных потоков нарушает работу зонтов.

Зонты над источниками тепла (рис. 11.2) следует применять при устойчивых конвективных потоках, имеющих осевую скорость на уровне всасывающего отверстия $v_{ос} \geq 1$ м/сек. Соответствующая этому минимальная тепловая мощность конвективного потока составляет

$$Q_{мин} = 300 z \text{ ккал/ч,}$$

где z — расстояние от низа нагретой поверхности до воздухоприемного сечения зонта в м.



При необходимости улавливать потоки меньших тепловых мощностей и при скоростях движения окружающего воздуха 0,4 м/сек и более зонт следует снабжать съемными или откидными фартуками с одной, двух или трех сторон и располагать его над источником не выше чем на 0,8 эквивалентного диаметра (по площади) источника тепла.

Количество воздуха, подтекающего к зонту с конвективной струей, равно:

$$L_K = 23,5 \sqrt[3]{Q_K z^5} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (11.1)$$

Рис. 11.2. Схема расположения зонта над источником тепла

где z — расстояние от низа нагретой поверхности до воздухоприемного сечения зонта в м;
 $Q_K = \lambda Q_{общ}$ — часовое количество тепла, выделяемое источником путем конвекции, в ккал/ч;
 $Q_{общ}$ — общее количество тепла, выделяемое источником, в ккал/ч;
 λ — коэффициент, принимаемый в зависимости от температуры нагретой поверхности по графику рис. 11.3.

при неоднородной температуре расчет ведется по средневзвешенной температуре

$$t_{ср} = \frac{\sum (F t)}{\sum F}.$$

Для зонта, улавливающего конвективные потоки над несколькими (n) тепловыми источниками одинаковой мощности, объем воздуха, подтекающего в конвективной струе, вычисляется по формуле

$$L_K = 23,5 \sqrt[3]{n^2 Q_K z^5} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (11.2)$$

Объем воздуха, удаляемого зонтом, должен быть равен:

$$L_3 = L_K \frac{F_3}{F_H} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (11.3)$$

где F_3 — площадь сечения зонта в м^2 , при $z \leq 2,5 \sqrt{F_H}$ принимается $F_3 = 1,5 F_H$ м^2 ;

F_H — площадь сечения источника конвективного тепла в м^2

Зонты в виде козырька у проема печи (рис. 11.4), сушила и другого оборудования более эффективны, так как стенка оборудования уменьшает влияние движения окружающего воздуха. Количество воздуха, поступающего под зонт-козырек у проема печи, равно:

$$G_{пост} = \mu F \sqrt{\frac{2g}{\gamma_B} \Delta p \cdot 3600 \gamma_B} \text{ кг/ч}, \quad (11.4)$$

а количество воздуха, которое следует удалять от зонта:

$$G_{уд} \geq 1,5 G_{пост} \text{ кг/ч}, \quad (11.5)$$

где μ — коэффициент расхода, равный приблизительно 0,65;
 F — площадь проема в м^2 ;
 γ_v — удельный вес воздуха, выходящего из печи, в кг/м^3 ;
 Δp — избыточное давление, под влиянием которого газы выходят из отверстия печи, принимается по данным технологий и может достигать $0,25 \text{ кг/м}^2$.

Боковые щитки у зонта, опускающиеся до низа проема печи, снижают расход воздуха на 10—20%. Вылет зонта следует принимать равным приблизительно удвоен-

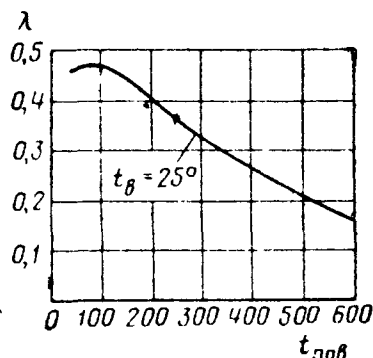


Рис. 11.3. График для определения коэффициента λ

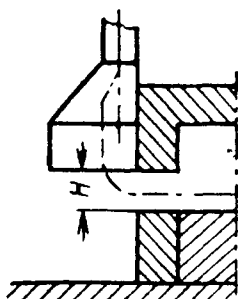


Рис. 11.4. Зонт-козырек

Так как $z < 2,8 \sqrt{F_H}$, то площадь сечения зонта должна быть принята равной $1,5 F_H$, что соответствует диаметру зонта 1470 мм. Объем отсасываемого воздуха составит (11.3):

$$L_s = 1200 \cdot 1,5 = 1800 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

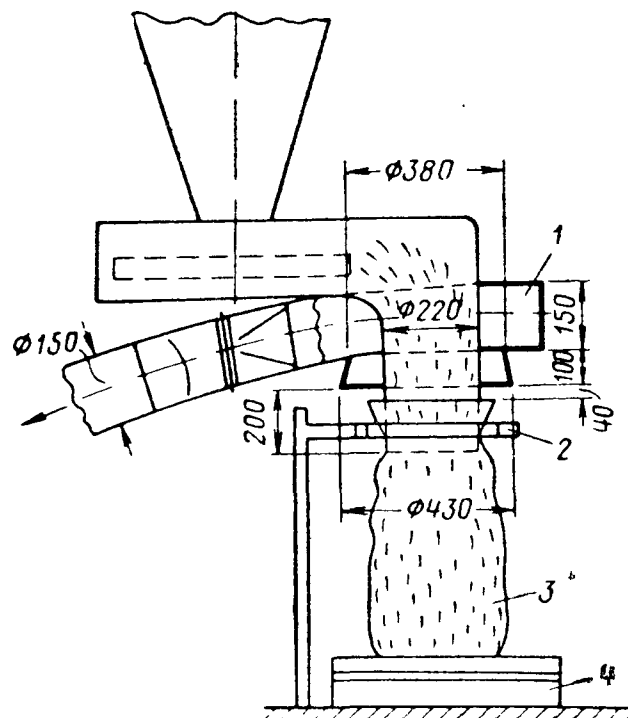


Рис. 11.5. Кольцевой зонт у места расфасовки пылящего материала

1 — кольцевой зонт; 2 — зажимной хомут; 3 — мешок; 4 — весы

Б. ОТСАСЫВАЮЩИЕ ПАНЕЛИ

Отсасывающие панели (рис. 11.6) используются для удаления вредных выделений, увлекаемых тепловыми струями, когда более полное укрытие источника вредности невозможно.

Нижняя кромка всасывающих отверстий панели должна быть расположена на уровне верха источника тепла.

Панели располагаются сбоку от источника вредностей вертикально на расстоянии от $b=0$ до $b=B$ (рис. 11.6) или наклонно — нависая над ним.

Длина панели A должна составлять 1,2 а.

Объем воздуха, удаляемого от панели, следует определять по формуле

$$L_B = cQ^{1/3} (H + B)^{5/3} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (11.6)$$

где c — коэффициент пропорциональности, зависящий от конструкции панели и ее расположения относительно источника тепла;

Q — количество конвективного тепла, выделяемого источником, в ккал/ч [формула (11.1), рис. 11.3];

H — расстояние от верхней плоскости источника до центра всасывающей панели в м;

B — ширина источника в м.

Коэффициент c для панели без экрана (рис. 11.6, а):

$$c = 240 \left(\frac{l}{H + B} \right)^{2/3}; \quad (11.7)$$

для панели с экраном (рис. 11.6, б):

$$c = 240 \left(\frac{l}{H + B} \right)^{1/2} m; \quad (11.8)$$

ной высоте H (рис. 11.4) считая от низа проема до отверстия зонта, а ширину зонта — на 0,1 м больше ширины проема с каждой стороны.

Температура воздуха, удаляемого от зонтов-козырьков у проемов кузнечных и термических печей, при естественной тяге не должна превышать 300° , а при механической 150° .

Козырьки у зонтов, применяемых для технологических операций, связанных с совместным выделением тепла и других вредностей, иногда делаются выдвижными, например при заливке подшипников баббитом, плавке баббита в тиглях и освобождении ящиков от сухого карбюратора. Козырек должен выдвигаться так, чтобы плоскость всасывающего отверстия максимально приближалась к месту вредных выделений.

Объемы отсасываемого воздуха в этих случаях следует определять, руководствуясь скоростями всасывания от 0,5 м/сек (для газов средней токсичности) до 1,5 м/сек (для токсичной пыли или аэрозолей).

Для обеспыливания процессов расфасовки молотого кварца, цемента и других порошкообразных материалов в мешки, а также для улавливания неподогретых газов употребляются кольцевые зонты (рис. 11.5), вплотную приближенные к зоне вредных выделений. Для уменьшения пылеобразования и уноса материала мешок прижимается к точке хомутом.

Объем отсасываемого воздуха следует определять исходя из расчета $3600 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м длины кольцевой щели при скорости всасывания около 10 м/сек.

Пример 11.1. Рассчитать объем воздуха, удаляемого от зонта над ковшом для плавки цинка диаметром 1,2 м. Высота установки зонта (см. рис. 11.2) $z = 2$ м.

Количество выделяющегося конвективного тепла 3800 ккал/ч .
Решение. Объем подтекающей к зонту тепловой струи (11.1) равен:

$$L_K = 23,5 \sqrt[3]{3800 \cdot 2^3} = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

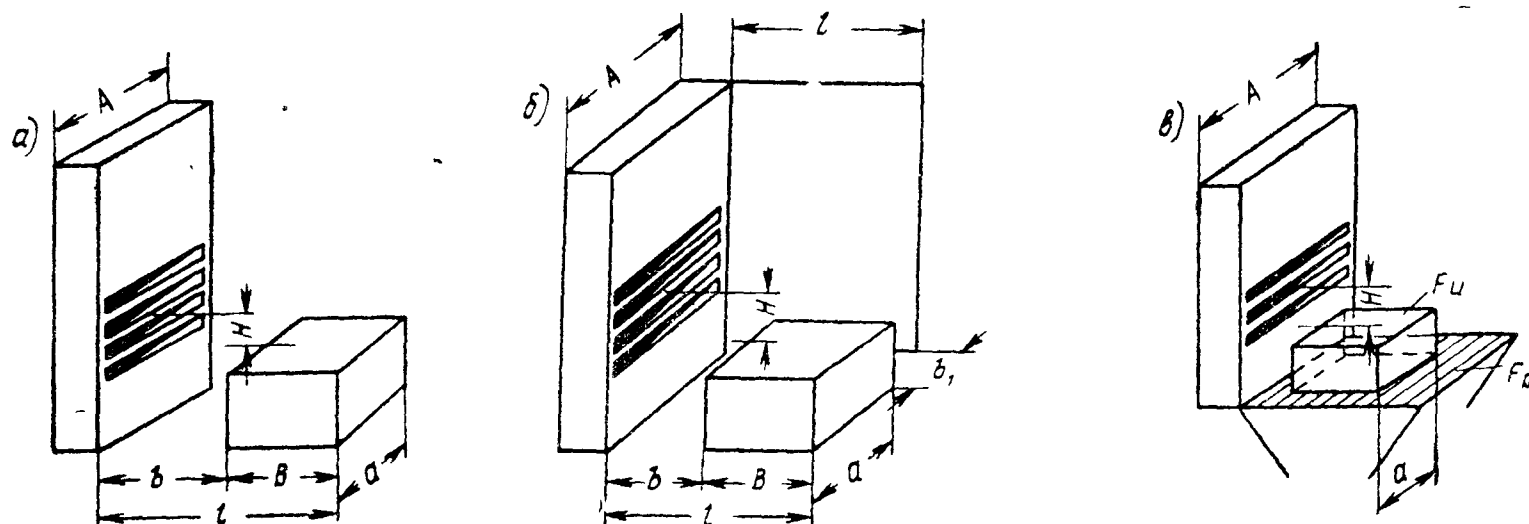


Рис. 11.6. Схемы отсасывающих панелей

а — односторонняя; б — панель с экраном; в — комбинированная с отсосом в сторону и вниз

при установке экрана на расстоянии:

$\frac{b_1}{B} = 0$ (вплотную)	$m = 1,$
$\frac{b_1}{B} = 0,3$	$m = 1,5,$
$\frac{b_1}{B} = 1$	$m = 1,8,$
$\frac{b_1}{B} > 1$	$m = 2,$

Для удаления теплового потока, содержащего не только газы, но и крупную дисперсную пыль, следует применять комбинированную панель с отсосом в сторо-

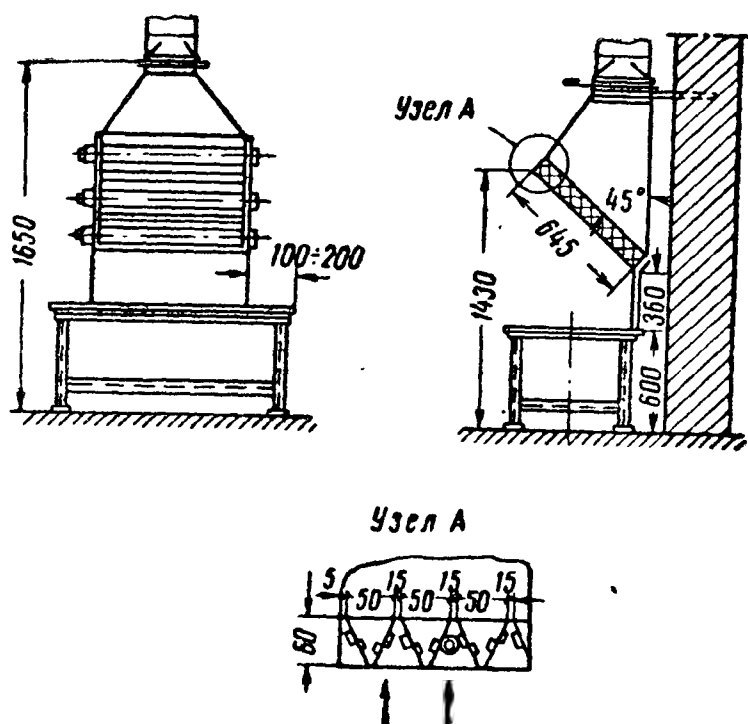


Рис. 11.7. Схема установки панели у поста сварки

ну 60% и вниз (рис. 11.6, в) — 40% удаляемого воздуха.

При этом общий объем отсасываемого воздуха вычисляется по формуле (11.6) с коэффициентом.

$$c = 1230 \frac{F_{\text{и}}}{F_{\text{р}}} \left(\frac{F_{\text{и}}}{F_{\text{р}}} - 1 \right) + 650, \quad (11.9)$$

где $F_{\text{р}}$ — площадь решетки в м^2 ;

$F_{\text{и}}$ — площадь изделия, устанавливаемого на решетку, в м^2 .

Верхнебоковой панельный отсос применяется при выбивке литья из песчаных форм и стержней из отливок. Панель должна иметь ширину, равную ширине решетки. Нижняя кромка отсасывающих отверстий располагается на уровне верха опоки, а высота панели должна быть больше высоты изделий не менее чем на ширину решетки. Габаритная площадь всасывающих отверстий должна составлять $\frac{1}{3}$ площади панели. Объем отсасываемого воздуха определяется по формуле (11.6), а при отсутствии данных для этого расчета — по табл. 11.1.

Панели могут располагаться, нависая над источниками вредностей так, как это показано на рис. 11.7.

При сварке электродами с качественными покрытиями, производимой на расстоянии в среднем 600—700 мм от панели, следует отсасывать 3200 $\text{м}^3/\text{ч}$ воздуха на 1 м^2 панели, расположенной вблизи стены, и 5000—7000 $\text{м}^3/\text{ч}$ от панели, расположенной вдали от стены.

Пример 11.2. Рассчитать панель для удаления тепла и аэрозоли солей, выделяющихся от электроплавильной ванны диаметром $d=1$ м. От передней стороны ванны панель находится на расстоянии $l=1,2$ м, а середина ее находится на высоте $H=0,6$ м (см. рис. 11.6, а) от верхней плоскости ванны. Количество конвективного тепла, выделяющегося от ванны, равно 4750 ккал/ч.

Решение. Объем отсасываемого воздуха определяем по формулам (11.6) и (11.7).

$$L_{\text{в}} = 240 \left(\frac{1,2}{0,6 + 1} \right)^{2/3} 4750^{1/3} (0,6 + 1)^{5/3} \approx 7000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Таблица 11.1

Объем воздуха, удаляемого панельными отсосами от выбивных решеток, в $\text{м}^3/\text{ч}$

Характеристика решетки			Температура отливок в $^{\circ}\text{C}$	
размер (длина и ширина) в мм	грузоподъемность в т	размер опок в плане в мм*	до 200	свыше 200
1400×1200	1,5	1300×1100	8 500	10 000
1570×970	1,6	1400×800	7 600	9 000
1600×1600	10	1400×1000	13 000	15 000
1800×1400	10	1400×1200	12 500	15 000
1800×1650	2,5	1400×1200	15 030	18 000

* Высота опок составляет 30—60% ширины решетки

В. БОРТОВЫЕ ОТСОСЫ

Бортовые отсосы требуют большого расхода воздуха и используются в случаях, когда по условиям производства применение более экономичного типа отсоса невозможно.

Следует, как правило, устраивать двусторонние бортовые отсосы, требующие меньшего расхода воздуха. Щель устанавливается у борта ванны по схеме на рис. 11.8, а, если жидкость в ванне стоит на уровне $\geq 0,1 B$ ниже борта, и по схеме на рис. 11.8, б (опрокинутые бортовые отсосы) при более низком уровне.

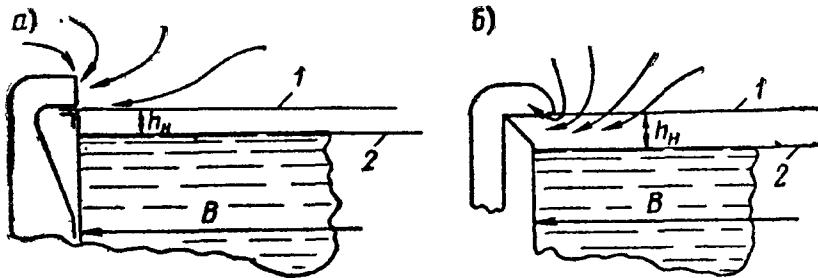


Рис. 11.8. Схема устройства бортовых отсосов

а — обычный бортовой отсос; б — опрокинутый бортовой отсос; В — ширина ванны в м; 1 — уровень борта ванны; 2 — уровень жидкости

При ширине ванны более 2 м и отсутствии электродов, выступающих над поверхностью ванны, рекомендуется устраивать активированные отсосы со сдувом (см. п. 11.1 «Е»).

Установлено, что эффективность улавливания и удаления вредных паров и газов зависит от конструкции бортового отсоса, является функцией объема отсасываемого воздуха, приходящегося на 1 м² зеркала ванны, и практически не зависит от скорости воздуха при входе в щель.

Ширину щели отсоса следует принимать наибольшей из возможных по конструктивным и технологическим соображениям: обычно 0,1 В, но не менее 50 мм.

Отводящие воздуховоды от бортовых отсосов делают с отводом воздуха вниз и с отводом в сторону (рис. 11.9).

Объем воздуха, который следует удалять бортовыми отсосами, определяется по формуле МИОТ:

$$L = \alpha \sqrt[3]{t_B - t_P} \times L S \text{ м}^3 \text{ ч}, \quad (11.10)$$

где α — коэффициент, принимаемый по табл. 11.2 в зависимости от ширины ванны В и границы ψ , до которой допускается подъем вредностей над верхним краем бортового отсоса; в зависимости от назначения ванны величину ψ рекомендуется принимать по табл. 11.3;

t_B — температура раствора в ванне в град, определяемая по табл. 11.3;

t_P — температура воздуха в помещении в град;

χ — поправочный коэффициент, учитывающий положение уровня жидкости по отношению к борту ванны, принимаемый по табл. 11.4 в зависимости от h_n ;

L — длина ванны в м (рис. 11.9);

S — поправочный коэффициент, учитывающий скорость движения воздуха в помещении и разность температур электролита и воздуха помещения, принимаемый по табл. 11.5

Таблица 11.2

Коэффициент α в зависимости от ширины ванны В и границы вредностей

Тип бортового отсоса	Граница вредностей ψ в мм	Ширина ванны В в мм								
		500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
Однороторной	40	730	1000	1300	1530	1850	2100	—	—	—
	80	530	800	1000	1250	1500	1720	—	—	—
	120	450	700	900	1100	1320	1530	1730	1950	2150
	160	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	1980
	200	350	520	720	920	1120	1320	1500	1700	1900
Двухбортовой	40	375	450	525	600	675	750	825	900	970
	80	285	350	400	455	520	575	680	700	750
	120	250	300	350	400	450	500	550	600	650
	160	220	260	300	350	380	430	480	525	570
	200	200	240	275	325	410	400	440	480	520
Опрокинутый одиобортовой	40	680	900	1100	1300	1530	1750	1950	—	—
	80	500	700	900	1050	1240	1420	1600	1800	—
	120	450	600	760	920	1100	1250	1400	1550	—
	160	400	530	690	830	980	1130	1280	1420	—
	200	360	500	640	780	920	1080	1200	1350	—
Опрокинутый двухбортовой	40	400	490	575	670	750	900	940	1025	1100
	80	300	375	455	540	600	680	750	840	900
	120	270	340	400	470	550	600	675	740	880
	160	240	300	350	410	470	520	580	650	700
	200	210	260	320	375	430	480	540	540	640

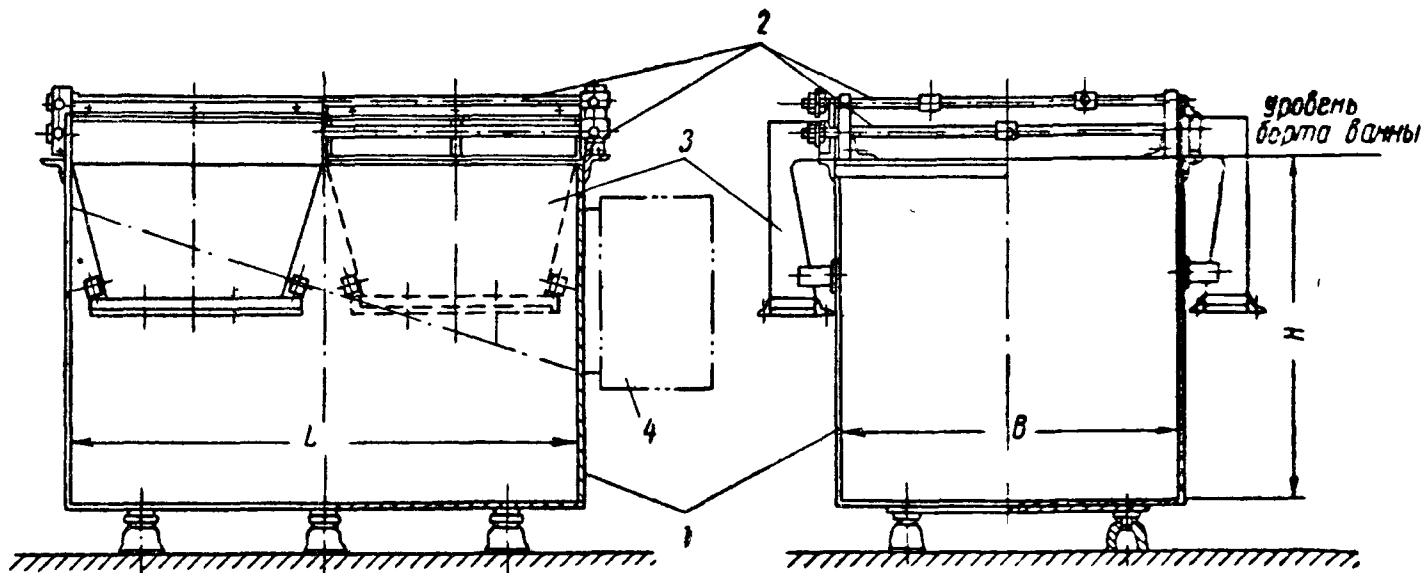


Рис. 11.9. Ванна для электролитической обработки металлов с бортовыми отсосами

1 — корпус ванны; 2 — токоподводящие шины; 3 — бортовой отсос с отводом воздуха вниз; 4 — бортовой отсос с отводом воздуха в сторону

Таблица 11.3

Основные данные, характеризующие процессы металлопокрытий и определяющие границу допустимого подъема вредных y , над верхним краем бортового отсоса

Назначение ванны	Обрабатываемый материал	Температура раствора в °C	Химикаты	Вредные выделения	Предельно допустимые концентрации в мг/м³	Граница подъема вредных y над верхом бортового отсоса в мм
Травление	Сталь	15—60	Серная кислота	Аэрозоль (туман) серной кислоты	1	80
	"	30—40	Соляная >	Хлористый водород	5	80
	"	15—20	Азотная >	Пары азотной кислоты	5	40
	Медь	15—20	Плавиковая >	Фтористый водород	5	40
Декапирование	Кадмий	15—20	Цианистый калий	Цианистый >	0,3	80
	Медь и сплавы	15—20	Цианистый калий или натрий	То же	0,3	80
	Сталь	15—20	Хромпик	Аэрозоль (туман) серной кислоты	1	80
Матирование	Медь	15—20	Азотная, серная кислоты	Пары азотной кислоты и окислы азота	5	40
	Алюминий	15—20	Хлористый натрий	Аэрозоль (туман) едкой щелочи	—	160
Цинкование	Черные металлы	18—20	Цианистый >	Цианистый водород	0,3	160
Меднение	Сталь	18—25	Цианистый калий	То же	0,3	80
Лужение	Медь	60—70	Едкий натрий	Пары щелочи	—	80
Кадмирование	Черные металлы	15—20	Электролит	Цианистый водород	0,3	80
Обезжиривание	—	60—80	Фосфористый натр	Пары воды и щелочи	—	160
Свинцевание	Черные металлы	15—20	Углекислый свинец, плавиковая кислота	Фтористый водород	0,5	40
Латунирование	То же	30—40	Свободный цианид	Цианистый >	0,3	80
Хромирование	Черные и цветные металлы	45—60	Хромовый ангидрид, серная кислота	Хромовый ангидрид	0,1	40
Серебрение	Цветные металлы	15—20	Цианистый калий	Цианистый водород	0,3	80
Золочение	То же	15—20	То же	То же	0,3	80
Оксидирование	Черные металлы	130—155	Едкий натр, азотная кислота	Пары едкой щелочи	—	40
	Латунь	18—25	Аммиак	Аммиак	20	160
Фосфатирование	Черные металлы	96—99	Мажер	Фосфорная кислота	—	160
Осветление	Цветные металлы	15—20	Хромовый ангидрид, азотная кислота	Окислы азота	5	40
Железиение	Сталь	100	Серная кислота	Пары серной кислоты	1	80
Полирование	Медь	—	Фосфорная кислота	Фосфорная кислота	—	80
Снятие металлических покрытий	Разный	18—20	Соляная и серная кислота	Хромовый ангидрид	—	80
		30	Азотная кислота	Пары азотной кислоты	—	40

Таблица 11.4

Поправочный коэффициент x на положение уровня жидкости по отношению к борту ванны

Тип бортового отсоса	Положение уровня жидкости в ванне h_n в мм			
	50	120	160	200
Однороторный отсос независимо от ширины ванны	1	0,95	0,89	0,82
Двухбортовой отсос при B :				
500 мм	1	1,4	1,9	2,7
750 >	1	1,25	1,52	2
1000 >	1	1,15	1,38	1,7
1250 >	1	1,1	1,25	1,5
Опрокинутые однороторные и двухбортовые отсосы		0,9	0,8	0,7

При укрытии зеркала испарения ванн поплавками принимается коэффициент $K=0,75$, пеной — $K=0,5$.

Кольцевые бортовые отсосы, исследованные в ЛИОТ, выполняются в виде сплошной щели, расположенной по

периметру ванны или другого источника вредных выделений, и требуют минимального расхода воздуха.

Выполнять кольцевой отсос рекомендуется по схеме, представленной на рис. 11.10, а, при этом величину b следует принимать возможно большей; $h_n \geq 2b$, но $\frac{h_n}{D}$

не должно быть менее 0,054, а $\frac{b}{D}$ должно лежать в пределах от 0,04 до 0,16; h_n, h_b, b — размеры щелевого отсоса в м.

Количество воздуха, которое следует отсасывать от кольцевой щели над нагретой ванной или другими нагретыми источниками вредных выделений, определяется количеством воздуха в тепловой струе, поднимающейся над ним. Это количество зависит от допустимой высоты подъема вредных выделений над уровнем верхней кромки отсоса и от отношения условного расстояния H_m в формулах (11.13) и (11.14) к внутреннему диаметру D_m поверхности, выделяющей вредности, $\bar{H} = \frac{H}{D}$. График этой зависимости приведен на рис. 11, 10, б.

Таблица 11.5

Поправочный коэффициент S
на скорость движения воздуха в помещении

Разность температур $\Delta t = t_v - t_p$	Граница подъема вредных веществ y в мм при скорости движения воздуха в помещении $v_p = 0,2$ м/сек					Граница подъема вредных веществ y в мм при скорости движения воздуха в помещении $v_p = 0,4$ м/сек				
	40	60	80	120	160	40	60	80	120	160
<i>Однороторной обыкновенный и опрокинутый отсосы</i>										
20	1,07	1,08	1,1	1,13	1,14	1,19	1,22	1,25	1,28	1,32
30	1,06	1,07	1,09	1,107	1,125	1,17	1,19	1,22	1,26	1,29
40	1,05	1,06	1,08	1,09	1,11	1,15	1,17	1,2	1,23	1,26
50	1,04	1,05	1,06	1,07	1,09	1,13	1,15	1,18	1,2	1,23
60	1,03	1,04	1,05	1,06	1,08	1,11	1,13	1,15	1,17	1,2
70	1,02	1,03	1,04	1,06	1,06	1,09	1,1	1,12	1,15	1,18
80	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,07	1,08	1,1	1,12	1,14
<i>Двухроторной отсос при $H=80$ мм</i>										
20	1,14	1,47	1,52	1,55	1,65	1,8	1,97	2,15	2,35	2,55
30	1,35	1,42	1,47	1,5	1,56	1,72	1,87	2,03	2,2	2,38
40	1,31	1,35	1,4	1,45	1,51	1,63	1,76	1,95	2,05	2,23
50	1,26	1,3	1,34	1,38	1,57	1,6	1,65	1,77	1,9	2,05
60	1,22	1,25	1,3	1,35	1,37	1,46	1,55	1,65	1,75	1,9
70	1,17	1,2	1,23	1,26	1,3	1,37	1,45	1,58	1,62	1,73
80	1,12	1,1	1,16	1,2	1,23	1,3	1,35	1,4	1,46	1,57
<i>Двухроторной опрокинутый отсос</i>										
20	1,08	1,1	1,12	1,14	1,16	1,23	1,29	1,36	1,44	1,53
30	1,07	1,08	1,1	1,12	1,14	1,2	1,26	1,32	1,4	1,47
40	1,05	1,07	1,09	1,11	1,12	1,18	1,22	1,28	1,35	1,42
50	1,04	1,06	1,07	1,09	1,1	1,14	1,19	1,24	1,3	1,36
60	1,03	1,04	1,06	1,07	1,08	1,12	1,16	1,2	1,25	1,31
70	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,09	1,12	1,16	1,2	1,25
80	1,01	1,02	1,02	1,03	1,04	1,06	1,09	1,12	1,16	1,2

Количество воздуха, отсасываемого от кольцевых бортовых отсосов, следует определять по формуле

$$L = 155K \sqrt[3]{QF^2 l} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (11.11)$$

где Q — количество тепла, теряемого источником путем конвекции, в ккал/ч;

F — горизонтальная проекция источника вредных веществ в м;

K — коэффициент, являющийся функцией отношений $\bar{y} = \frac{y}{D}$

и $\bar{H} = \frac{H}{D}$, определяемый по графику рис. 11.10, б;

l — максимальная высота (граница) подъема вредных выделений над поверхностью жидкости в ванне (рис. 11.10, а), равная:

$$l = h_n + b + h_b + y, \quad (11.12)$$

y — граница допустимого уровня вредных выделений (табл. 11.3);

D — внутренний диаметр ванны в м;

при наличии бортика высотой h_b м над верхним краем щели бортового отсоса:

$$H = 2h_b + 0,5(h_n + b) \text{ м}; \quad (11.13)$$

при отсутствии бортика над верхним краем щели

$$H = h_n + 0,5 b \text{ м}. \quad (11.14)$$

Пример 11.3. Определить количество воздуха, отсасываемого через кольцевую щель от ванны $D=1$ м для матирования алюминия, от которой выделяется 4800 ккал/ч конвективного тепла.

Решение. Принимаем высоту щели $b=0,04$ м и величину $h_n=0,1$ м так, чтобы $h_n = \frac{H}{D} \geq 0,054$. Высоту подъема вредных веществ над верхней кромкой кольцевого отсоса y принимаем по табл. 11.3 равной 0,16 м.

15—1014

Высота подъема вредных веществ над поверхностью нагретой жидкости (11.12)

$$l = 0,1 + 0,04 + 0,1 + 0,16 = 0,4 \text{ м}.$$

Геометрический параметр кольцевого отсоса (11.13)

$$H = 2 \cdot 0,1 + \frac{0,1 + 0,04}{2} = 0,27 \text{ м}.$$

При $\bar{H} = \frac{0,27}{1} = 0,27$ и $\bar{y} = 0,16$ $K=2,1$ находим по графику на рис. 11.10, б.

Объем воздуха, отсасываемого от ванны, определяем по формуле (11.11):

$$L = 155 \cdot 2,1 \sqrt[3]{4800 \cdot 0,785^2 \cdot 0,4} = 3400 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

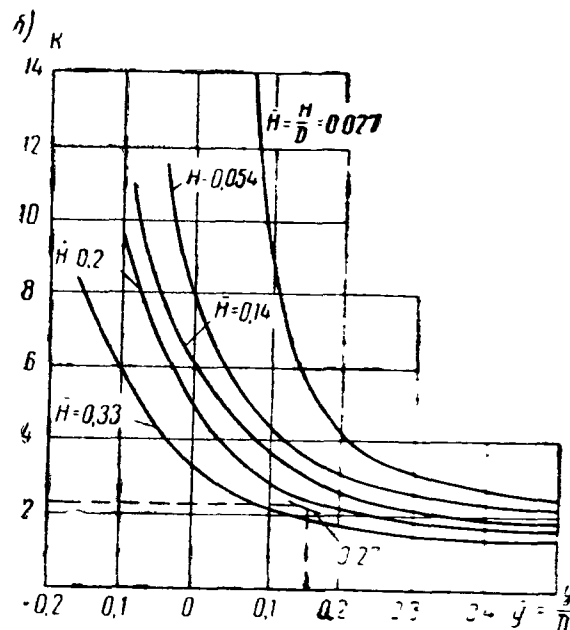
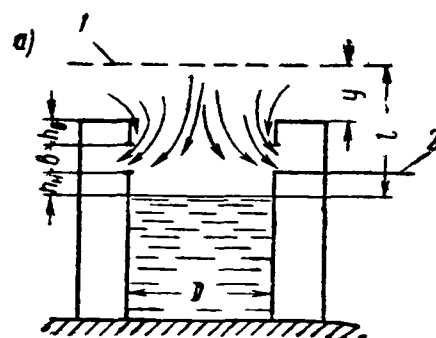


Рис. 11.10. Кольцевой отсос

а — кольцевой бортовой отсос; б — график для определения коэффициента K ; 1 — граница верхнего уровня вредных выделений; 2 — уровень борта ванны

Г. ВЫТЯЖНЫЕ ШКАФЫ

Вытяжной шкаф больше других отсосов изолирует место, где производятся процессы, сопровождающиеся вредными выделениями. В нем имеются лишь небольшие открытые (рабочие) проемы.

Различают шкафы с верхним, нижним и комбинированным (снизу и сверху) отсосом (рис. 11.11). Отсосы делают в виде круглого или прямоугольного отверстия в одной из стенок шкафа, в виде щели по всей ширине шкафа и в виде улиткообразных приемных патрубков.

Объем воздуха, удаляемого из шкафа:

а) при отсутствии в нем источников тепла

$$L_x = 3600 v_0 F \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (11.15)$$

б) при наличии в шкафу источника тепла

$$L_m = 120 \sqrt[3]{HQF^2} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (11.16)$$

где v_0 — скорость всасывания (средняя по сечению открытого проема), принимаемая по табл. 11.6 или на основании расчетов, в м/сек;

F — площадь рабочего проема шкафа в м^2 ;

H — высота рабочего проема в м;

Q — количество тепла, поступающее в шкаф и идущее на нагрев воздуха в шкафу, в $\text{ккал}/\text{ч}$; ориентировочно равно 50–70% полной теплопроизводительности источника.

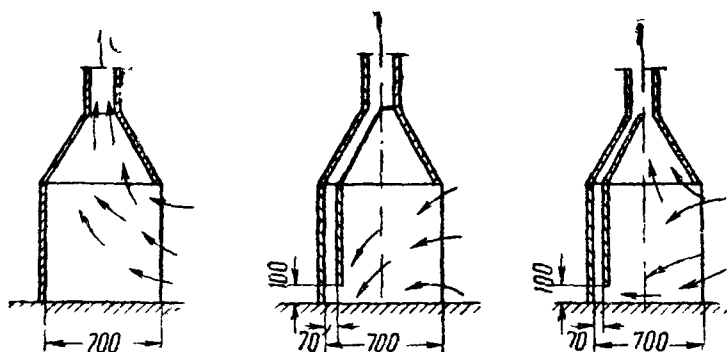


Рис. 11.11. Схемы вытяжных шкафов

Для шкафа, имеющего внутри источник тепла, в расчет принимается большее из значений L_m или L_x в $\text{м}^3/\text{ч}$.

Скругление кромок всасывающих проемов повышает эффективность вытяжных шкафов.

Шкаф с отодвинутой назад верхней кромкой проема создает удобство в работе и позволяет значительно уменьшить площадь рабочего проема путем сокращения его высоты.

Шкаф с комбинированным отсосом (рис. 11.12) и отодвинутой назад верхней кромкой рабочего проема применяется для удаления пыли и тяжелых газов, не сопровождаемых выделениями тепла. Распределение скорости в рабочем проеме шкафа изменяется в зависимости от отношения объемов воздуха, отсасываемого сверху и снизу, что регулируется отгибом листа в выходном патрубке.

Лабораторный химический шкаф (рис. 11.13) имеет также комбинированный отсос; стенки шкафа следует делать остекленными, а под рабочими дверками в закрытом положении оставлять щель высотой 50–100 мм для засоса воздуха. Объем отсасываемого воздуха определяется по формуле (11.15), принимая, как правило, скорость v_0 при полностью открытом рабочем проеме.

Если величину открытия рабочего проема для лабора-

торного шкафа установить невозможно, то количество отсасываемого воздуха рекомендуется принимать из расчета удельного расхода на 1 м ширины рабочего проема 1000 $\text{м}^3/\text{ч}$ при работах с веществами средней токсичности и 2000 $\text{м}^3/\text{ч}$ при работах с особо токсичными веществами.

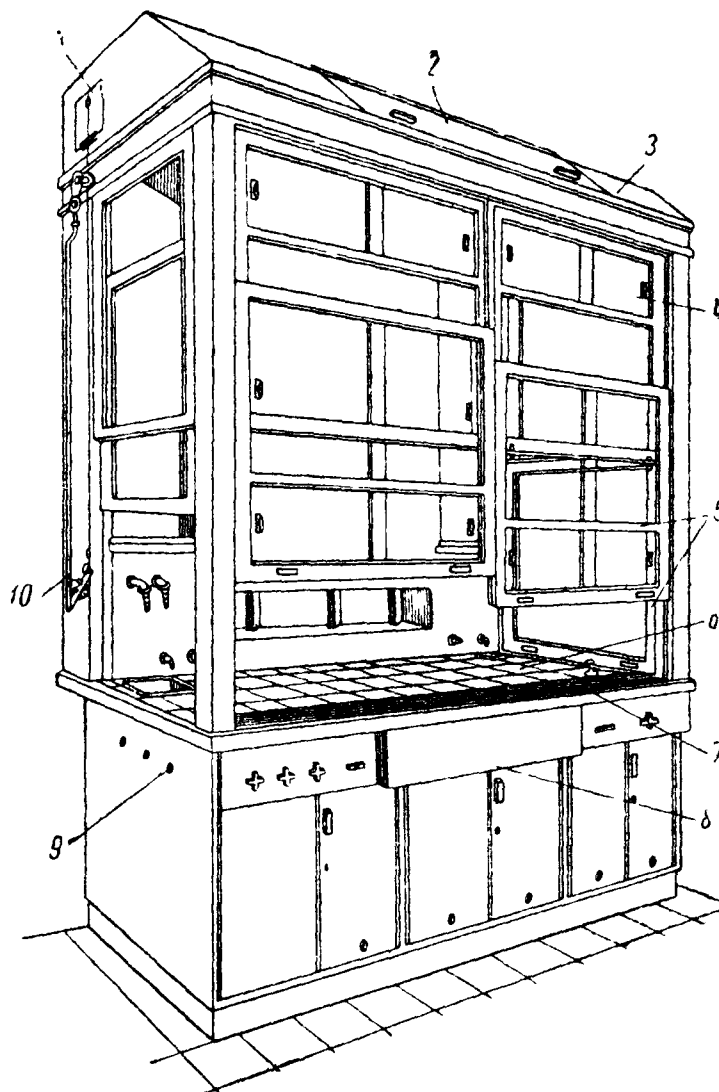


Рис. 11.13. Лабораторный химический шкаф конструкции Гипронии АН СССР

1 — дверца для проветривания верхней зоны помещения; 2 — колпак; 3 — плоскости на фасадной и боковой сторонах колпака, к которым может быть присоединен вентиляционный канал; 4 — место установки люминесцентных ламп; 5 — дверцы передние нижние на противовесах и боковые нижние на деревянных завертышах; 6 — кислотоупорные, керамические плитки; 7 — красная лампа (ближе которой нельзя ставить приборы и производить работу); 8 — электропанель; 9 — отверстия для вентиляции нижних отделений шкафа; 10 — механизм управления клапаном, регулирующий объемы воздуха, отсасываемого из нижней и верхней зон

Из нижней зоны шкафа, как правило, следует отсасывать $2/3$, а из верхней — $1/3$ воздуха.

Отсасывая воздух снизу через щель, верхняя кромка которой находится на уровне 200 мм от пола шкафа, можно обеспечить быстрое удаление газов, которые захватываются у мест образования.

Если в шкафу в основном проводятся работы, связанные с выделением большого количества тепла, то следует отсасывать сверху $2/3$, и снизу $1/3$ общего количества воздуха. Однако должна быть предусмотрена возможность регулирования этого распределения.

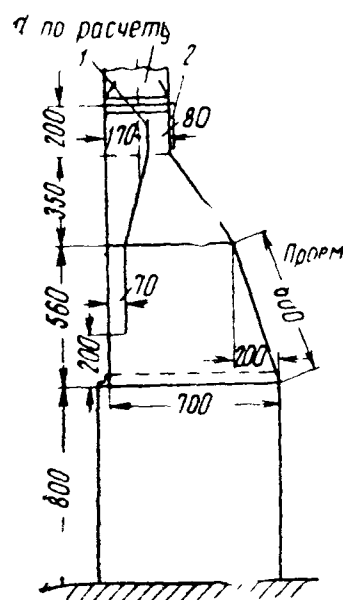


Рис. 11.12. Шкаф с комбинированным отсосом

1 — свободный конец металлического листа для регулировки; 2 — люк

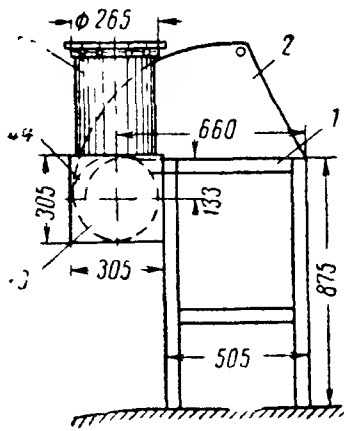


Рис. 11.14. Стол с вентиляционным отсосом «улитка»

1 — стол; 2 — укрытие;
3 — отсос «улитка»;
4 — щель, через которую засасывается воздух;
5 — вытяжной воздуховод

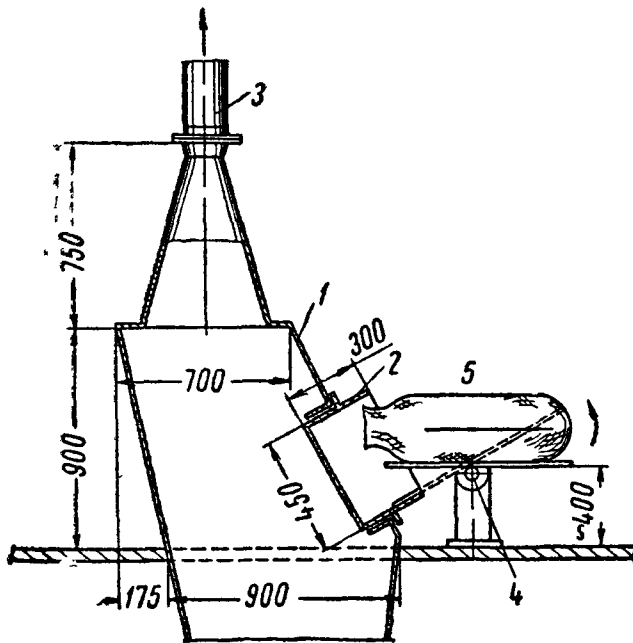


Рис. 11.15. Шкафное укрытие для ручной загрузки сыпучего материала

1 — укрытие; 2 — съемный патрубок, снабженный решеткой с ячейками 100×100 мм; 3 — вытяжной воздуховод; 4 — поворотное устройство; 5 — мешок с сыпучим материалом

Над рабочими столами устраиваются шкафы-козырьки (рис. 11.14) с отсосом типа «улитка». Щель «улитки» имеет переменную ширину от 60 до 30 мм, уменьшаясь по мере приближения к трубе, отводящей воздух. Улитка обеспечивает равномерное всасывание воздуха в рабочий проем при длине стола до 2—3 м и препятствует засорению отсоса. Шкафы-козырьки рекомендуется использовать при отсутствии тепла под укрытием.

Шкафные укрытия для ручной загрузки пылящего материала из мешка в бункер (рис. 11.15) требуют создания скорости воздуха в загрузочном отверстии 0,5—1,2 м/сек в зависимости от степени вредности и дисперсности загружаемого материала. Скорость воздуха в присоединительном патрубке следует ограничивать 2,5—3 м/сек в целях уменьшения уноса материала.

Для удобства обслуживания перед загрузочным отверстием располагается поворотный столик, а для повышения эффективности обеспыливания в отверстие шкафа

вставляется манжета с решеткой, в которую упирается мешок при опорожнении.

Пример 11.4. Определить объем воздуха, отсасываемого от шкафного укрытия для электросоляной печи мощностью 75 кВт; температура воздуха в помещении 25°C. Рабочий проем шкафа имеет ширину 0,45 и высоту 0,68 м.

Решение. Количество тепла, идущее на нагрев воздуха в шкафу, принимаем равным 50% полной тепловой мощности печи:

$$Q = 75 \cdot 860 \cdot 0,5 = 32 \, 200 \text{ ккал/ч.}$$

Объем отсасываемого воздуха по формуле (11.16)

$$L_m = 120 \sqrt{\frac{Q}{0,68 \cdot 32 \, 200 \cdot (0,45 \cdot 0,68)^2}} = 1500 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Средняя скорость воздуха в проеме шкафа

$$v = \frac{1500}{3600 \cdot 0,45 \cdot 0,68} = 1,4 \text{ м/сек.}$$

Согласно табл. 11.6 скорость 1,4 м/сек удовлетворяет всем категориям вредностей.

Д. ВЕНТИЛИРУЕМЫЕ КАМЕРЫ

Вентилируемые камеры или кабины — это выгороженные части помещения с усиленной вентиляцией, в которых производятся операции при интенсивном выделении вредностей. Рабочее место может находиться вне или внутри этой камеры. Характерным примером являются окрасочные камеры.

Если производственный процесс автоматизирован и рабочий должен входить в камеру только в аварийных случаях, то вентиляция камеры должна обеспечивать отсутствие выбивания вредных выделений за пределы камеры и проветривание внутреннего пространства, если это необходимо по технологическим требованиям.

Если рабочее место находится внутри камеры, то вентиляция, кроме того, должна создавать благоприятные условия труда для рабочего.

Объем воздуха, отсасываемого из камер, как правило, определяется скоростями всасывания через открытые проемы, неплотности и щели.

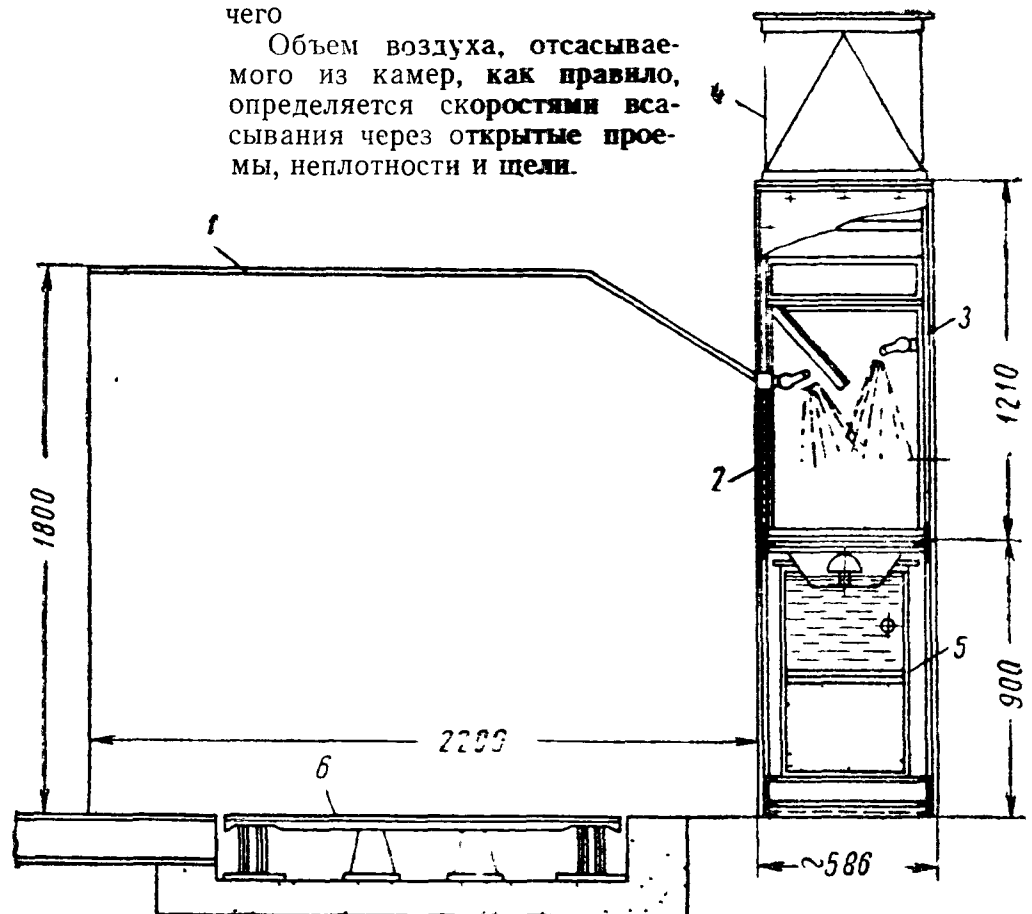


Рис. 11.16. Камера для окраски изделий средних размеров

1 — ограждение камеры; 2 — воздухозаборное отверстие; 3 — гидрофильный фильтр; 4 — вытяжной воздуховод; 5 — бак-отстойник; 6 — поворотный круг

Таблица 116

Рекомендуемые скорости всасывания воздуха в проемы шкафов

№ п/п	Операции, производимые в шкафу	Вредные выделения	Часть проема, через которую происходит основное выбивание вредностей	Рекомендуемая скорость всасывания u_0 в м/сек	Необходимость проверки расчетного объема отсасываемого воздуха по формуле (11.16)
<i>I. Термическая обработка металлов</i>					
1	Закалка и отпуск в масляной ванне	Пары масла и продукты его разложения	Верхняя	0,3	Да
2	Закалка в селитровой ванне при 400—700° С	Аэрозоль селитры, тепло	"	0,3	"
3	Закалка в соляной ванне при 350—1100° С	Аэрозоль соли, тепло	"	0,5	"
4	Свинцовая ванна при 400° С	Пары и аэрозоль свинца	"	1,5	"
5	Цианирование в солях при 800—900° С	Пыль цианистых соединений	"	1,5	"
<i>II. Гальваническая обработка металлов (холодные процессы)</i>					
6	Кадмирование цианистое или серебрение	Пары синильной кислоты	По всему проему	1—1,5	Нет
7	Меднение цианистое	То же	То же	1—1,5	"
8	Обезжиривание а) бензином	Бензин	Нижняя	0,5	"
	б) хлорированными углеводородами	Пары хлорированных углеводородов	"	0,7	"
	в) электролитическое	Туман щелочей	Верхняя	0,3—0,5	"
9	Свинцевание	Свинец	По всему проему	1,5	"
10	Травление: а) азотной кислотой	Пары кислоты и окислы азота	То же	0,7—1	"
	б) соляной	Пары и туман кислоты	"	0,5—0,7	"
11	Хромирование	Хромовый туман, ангидрид хромовой кислоты	"	1—1,5	"
12	Цинкование цианистое	Пары синильной кислоты	"	1—1,5	"
<i>III. Операции различного характера</i>					
13	Гидропескоструйная очистка	Силикатная пыль	По периметру закрытого проема	1—1,5	"
14	Металлизация распылением	Пыль металлов	По периметру закрытого проема	1—1,5	"
15	Ручное смешивание, расвеска и расфасовка сыпучих материалов, приготовление шихты	" обрабатываемого материала	По всему проему	0,5—1,2	"
16	Пайка свинцом или третником	Пары и аэрозоли свинца	То же	0,5—0,7	"
17	Сварка мелких изделий	Аэрозоль металла	Верхняя	По L	Да
18	Работы в лабораторных шкафах	Различные пары и газы	По всему проему	0,3—0,5	"

В камерах для пульверизационной окраски изделий рабочий должен находиться снаружи или в открытом проеме камеры. Отверстия для отсоса воздуха следует располагать возможно ближе к местам окраски, сзади изделий и напротив рабочего проема. Размер отсасывающих отверстий определяется по скорости 3—5 м/сек в их габаритном сечении.

Подача изделий в камеру и операция с ними внутри камеры должны быть механизированы.

Воздух, отсасываемый из камер, должен очищаться от аэрозоли краски, что делается, как правило, в гидрофильтрах, располагаемых непосредственно у воздухоприемных отверстий.

Гидрофильтр состоит из пространства, орошаемого водой, сепаратора для задержания капелек воды и бака-отстойника для сбора воды и задержанной краски.

Вода направляется против потока воздуха или перпендикулярно ему.

В гидрофильтре окрасочной камеры для изделий средних размеров (рис. 11.16) устанавливается два ряда форсунок У-1 с диаметром сопла не менее 3 мм.

Размеры гидрофильтра определяются по скорости прохода воздуха через орошаемое пространство (4—

Таблица 117

Скорости в проемах окрасочных кабин и камер

Способ окраски	Характеристика лакокрасочных материалов	Скорость воздуха в м/сек
Кистевой, валиками, вальцами, окунанием и обливанием	Не содержат ароматических углеводородов	0,5
То же	Содержат ароматические углеводороды	1
Пульверизационный	Не содержат ароматических углеводородов и свинцовых соединений	1
То же	Содержат свинцовые соединения или ароматические углеводороды	1,3

5 м/сек) и через габаритное сечение сепаратора (не более 3 м/сек).

Расход воды принимается 1—3 л на 1 м³ воздуха. Вода, как правило, рециркулирует, подается к форсункам насосом и периодически заменяется чистой.

Средние скорости в рабочих проемах камер выбираются в зависимости от способа окраски и состава красок по табл. 11.7. Окраска производится через открытый рабочий прием, против которого в задней стенке камеры располагается воздухоприемное отверстие,

Е. АКТИВИРОВАННЫЕ МЕСТНЫЕ ОТСОСЫ

Местные отсосы активируются плоскими и компактными приточными струями, которые захватывают окружающий воздух и направляют его к местному отсосу.

Приточная струя должна проходить в зоне вредных выделений и направляться к центру всасывающего отверстия, причем количество отсасываемого воздуха должно превышать количество воздуха, поступающего с приточной струей.

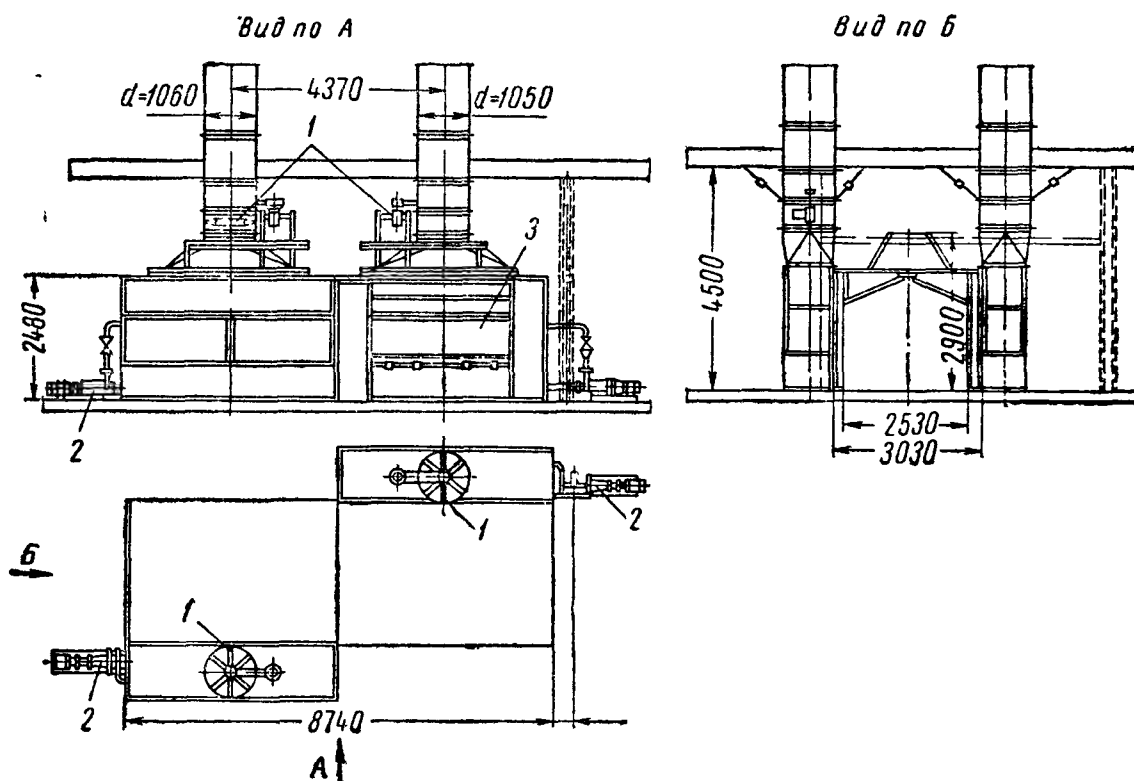


Рис. 11.17. Камера для окраски с шахматным расположением отсосов и гидро-фильтров

1 — осевой вентилятор, диаметром 1000 мм, с электродвигателем; 2 — центробежный насос с электродвигателем; 3 — гидрофильтр

закрытое краскоулавливающей решеткой. Воздух промывается водой, распыляемой двумя рядами форсунок, и проходит пластинчатый сепаратор для отделения из воздуха капельной влаги с оставшимися частицами краски.

Камеры для окраски изделий на конвейере состоят, как правило, из проходного коридора с воздухоприемником, расположенным по всей длине одной из его сторон на высоте 0,6—0,8 м от пола. Типичной для конвейерного производства является камера, приведенная на рис. 11.17. Окраска проводится двумя рабочими при непрерывном движении изделия.

На рис. 11.18 показана открытая сверху окрасочная камера с нижним отсосом. Изделия устанавливаются на решетчатом стеллаже по центру воздухозаборного отверстия, откуда воздух направляясь по подпольному каналу, очищается и затем удаляется через вертикальную шахту вентилятором.

В электроокрасочных камерах распыливаемая краска направляется на изделие под влиянием разности потенциалов. Объем воздуха, отсасываемого из камер, определяется по скорости 0,4—0,5 м/сек в открытых проемах и проверяется на разбавление паров растворителей из расчета 100 м³/ч воздуха на 1 л испаряющихся растворителей.

Бортовой отсос активируется плоской приточной струей, вытекающей из щели с борта ванны, противоположного отсосу (рис. 11.19, а). Может также применяться сдвук вредных компактной струей при отсосе в высокорасположенное вытяжное отверстие (рис. 11.19, б).

Зонты активируются поддувом по периметру (рис. 11.19, в), а панельные отсосы — поддувом вдоль панели сверху (рис. 11.19, г) с удалением воздуха на уровне верха источника.

Устойчивость системы «приточная струя — местный отсос» относительно неорганизованных потоков воздуха, возникающих в помещении, определяется величиной скорости на оси воздушного потока в «критическом сечении», в котором влияние приточной струи уже ослаблено, а действие местного отсоса еще не велико.

Эту скорость следует обеспечивать в пределах 1—2 м/сек, однако она не должна быть меньше скорости распространения локализуемых вредных выделений.

Ширину приточной щели не следует делать меньше 5 мм, а щели местного отсоса — менее 50 мм. Скорость выхода приточного воздуха при активированных отсосах у ванн не следует делать более 10 м/сек во избежание образования волн на поверхности жидкости.

Для аэродинамического расчета активированных местных отсосов следует пользоваться формулами, приведенными в табл. 11.8.

Пример 11.5. Рассчитать активированный бортовой отсос (рис. 11.8, а) для ванны обезжиривания с раствором фосфористого натрия с температурой 80° С. Ширина ванны $B=1,5$ м, длина $l=2,5$ м. Щели для подачи и удаления воздуха располагаются по длинным сторонам ванны.

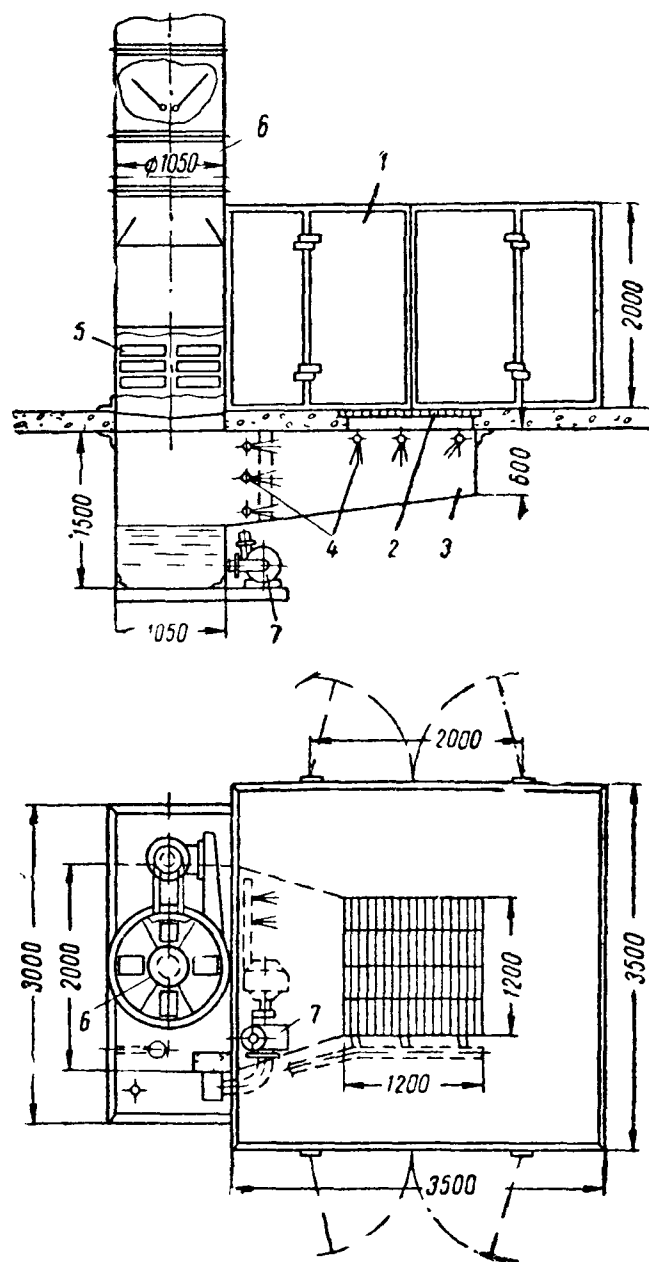


Рис. 11.18. Камера для окраски с нижним отсосом

1 — боковое ограждение камеры; 2 — воздухозаборное отверстие; 3 — подпольный канал; 4 — форсунки, распыливающие воду; 5 — сепаратор; 6 — осевой вентилятор с электродвигателем; 7 — центробежный насос с электродвигателем

Решение Приточная плоская струя ограничена с одной стороны. Расчет ведем по формулам табл. 11.8

Расстояние от приточного отверстия до критического сечения

$$x_{кр} = 0,875B = 0,875 \cdot 1,5 = 1,31 \text{ м.}$$

Осевую скорость приточной струи в критическом сечении принимаем равной 2 м/сек.

Среднюю скорость в приточном отверстии принимаем равной $v_1=6$ м/сек, тогда ширина приточной щели

$$b_1 = 0,066 \cdot 1,5 \left(\frac{2^2}{6} \right) = 0,011 \text{ м.}$$

Скорость всасывания назначаем в пределах 2—3 $v_{мин}$ и принимаем ее равной $v_2=5$ м/сек, тогда ширина всасывающей щели

$$b_2 = 0,101 \cdot 1,5 \frac{2}{5} = 0,062 \text{ м.}$$

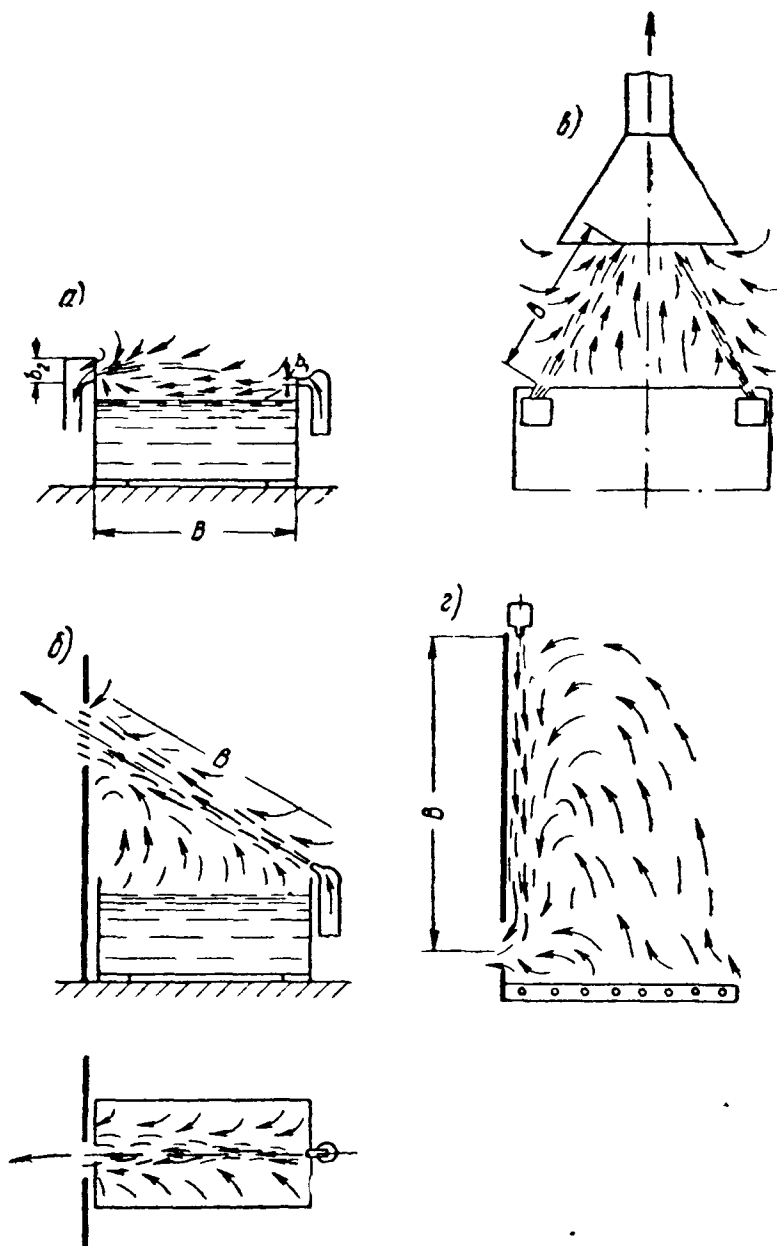


Рис. 11.19. Схемы местных активированных отсосов

а — активированный бортовой отсос; б — активированный панельный отсос (сдув компактной струей); в — активированный отсос через зонт; г — активированный панельный отсос со щелевым поддувом вдоль панели

Часовой объем приточного воздуха

$$L_1 = 236 \cdot 1,5 \cdot 2,5 \left(\frac{2}{6} \right)^2 = 590 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Часовой объем отсасываемого воздуха

$$L_2 = 364 \cdot 1,5 \cdot 2,5 \cdot 2 = 2740 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

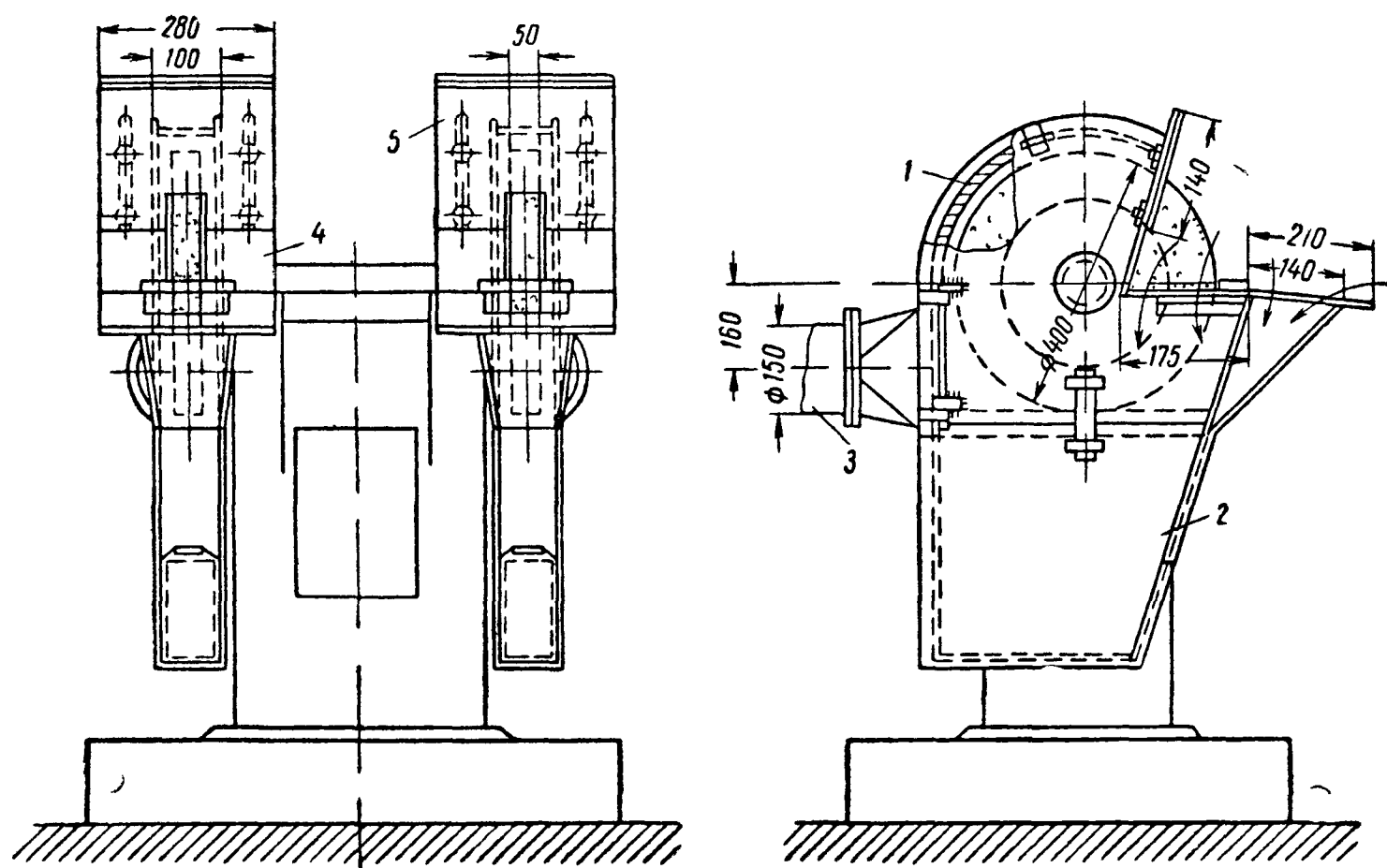


Рис 11 20 Схема кожуха пылеприемника ВЦНИИОТ для заточных станков

1 — кожух пылеприемника, 2 — бункер первой ступени очистки 3 — отсасывающий патрубок; 4 — неподвижный щиток, 5 — регулируемый щиток

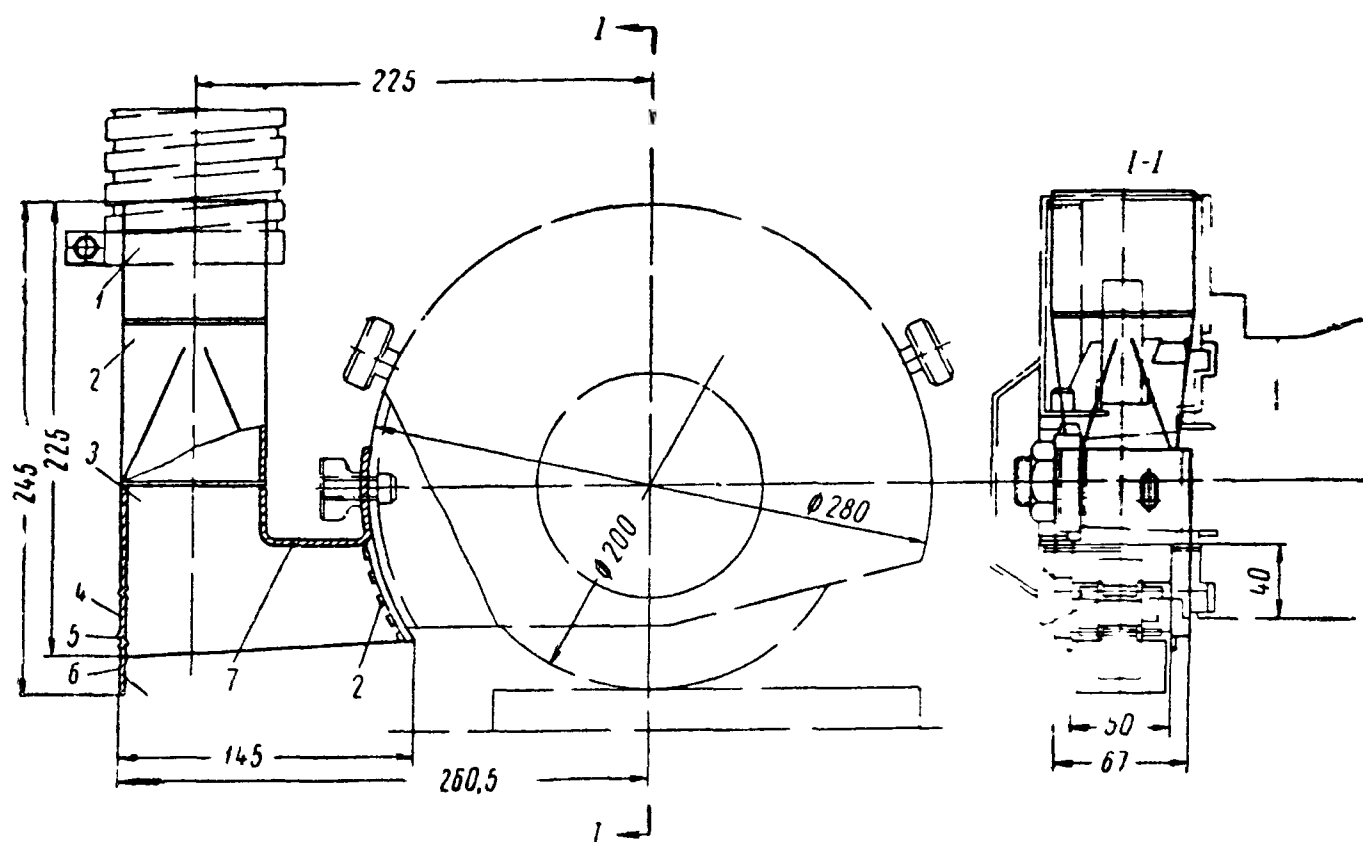


Рис 11 21 Защитно-обеспыливающий кожух к плоскоштифовальному станку типа СК 371

1 — отсасывающий патрубок, 2 — переход с круглого на прямоугольное сечение, 3 — корпус отсоса, 4 — верхний фартук, 5 — ось, 6 — нижний фартук, 7 — корпус передней стенки

Таблица 11.8

Формулы для расчета активированных местных отсосов

Рассчитываемый параметр	Приточная струя не ограничена поверхностями (рис. 11.19, б, в)	Приточная струя полуограничена (рис. 11.19, а, г)
<i>Отсосы круглого сечения с поддувом из сопла</i>		
Расстояние от приточного отверстия до критического сечения в м	$x_{\text{крит}} = 0,848 B$	$x_{\text{крит}} = 0,848 B$
Диаметр отверстия в м:		
приточного	$d_1 = 0,138 B \frac{v_{\text{мин}}}{v_1}$	$d_1 = 0,098 B \frac{v_{\text{мин}}}{v_1}$
всасывающего	$d_2 = 0,196 B \sqrt{\frac{v_{\text{мин}}}{v_2}}$	$d_2 = 0,138 B \sqrt{\frac{v_{\text{мин}}}{v_2}}$
Количество воздуха в м³/ч:		
приточного	$L_1 = 55 B^3 \frac{v_{\text{мин}}^2}{v_1}$	$L_1 = 27 B^3 \frac{v_{\text{мин}}^2}{v_1}$
отсасываемого	$L_2 = 19 B^2 v_{\text{мин}}$	$L_2 = 54 B^2 v_{\text{мин}}$
<i>Отсосы щелевидной формы с поддувом из щели</i>		
Расстояние от приточного отверстия до критического сечения в м	$x_{\text{крит}} = 0,878 B$	$x_{\text{крит}} = 0,875 B$
Ширина щели в м:		
приточной	$b_1 = 0,131 B \left(\frac{v_{\text{мин}}}{v_1} \right)^2$	$b_1 = 0,066 B \left(\frac{v_{\text{мин}}}{v_1} \right)^2$
всасывающей	$b_2 = 0,202 B \frac{v_{\text{мин}}}{v_2}$	$b_2 = 0,101 B \frac{v_{\text{мин}}}{v_2}$
Количество воздуха в м³/ч:		
приточного	$L_1 = 473 B l \frac{v_{\text{мин}}^2}{v_1}$	$L_1 = 236 B l \frac{v_{\text{мин}}^2}{v_1}$
отсасываемого	$L_2 = 720 B l v_{\text{мин}}$	$L_2 = 364 B l v_{\text{мин}}$
B — расстояние между приточными и вытяжными отверстиями или щелями в м; l — длина приточной и вытяжной щели в м; v_1 — средняя скорость воздуха в приточной щели или отверстии в м/сек; v_2 — средняя скорость воздуха во всасывающей щели или отверстии в м/сек; $v_{\text{мин}}$ — скорость на оси потока в критическом сечении.		

11.2. КОЖУХИ-ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ

А. КОЖУХИ-ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ ДЛЯ АБРАЗИВНЫХ СТАНКОВ

Кожухи-воздухоприемники у сухих вращающихся дисков абразивных и шлифовальных кругов устраиваются для защиты рабочего не только от пыли, но и от травм, поэтому они называются защитно-обеспыливающими.

Защитный кожух делается из листовой стали толщиной от 2 до 3,5 мм. Кожух должен иметь рабочее отверстие минимальных размеров с фланцами шириной, равной ширине отверстия, и фартуками, отражающими пылевой факел, состоящий из двух пылевых потоков: основного, направленного касательно к окружности абразивного круга, и малого, движущегося по окружности в сторону вращения круга.

Объем воздуха, отсасываемого от кожухов сухих абразивных кругов, определяется большей из величин $L_{\text{к1}}$ или $L_{\text{к2}}$, $L_{\text{к1}}$ или $L_{\text{к3}}$, $L_{\text{к1}}$ или $L_{\text{к4}}$:

для любых кругов

$$L_{\text{к1}} = 360 F v_0 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (11.17)$$

для заточных и шлифовальных станков с абразивными кругами

$$L_{\text{к2}} \approx 2d \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (11.18)$$

для полировальных станков с войлочными кругами

$$L_{\text{к3}} \approx 4d \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (11.19)$$

для полировальных станков с матерчатыми кругами

$$L_{\text{к4}} \approx 6d \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (11.20)$$

где $v_0 = 0,25 v_{\text{к}}$ при направлении пылевого факела непосредственно в отверстие кожуха и $0,3-0,4 v_{\text{к}}$ при направлении пылевого факела вдоль засасываемого отверстия кожуха в м/сек;

$v_{\text{к}}$ — максимальная окружная скорость вращения круга в м/сек;

F — площадь живого сечения отверстия кожуха в м²;

d — диаметр круга в мм.

В защитно-обеспыливающем кожухе для заточного станка (рис. 11.20) предусмотрено отделение крупных частиц от воздуха в специальном ловителе. При этом

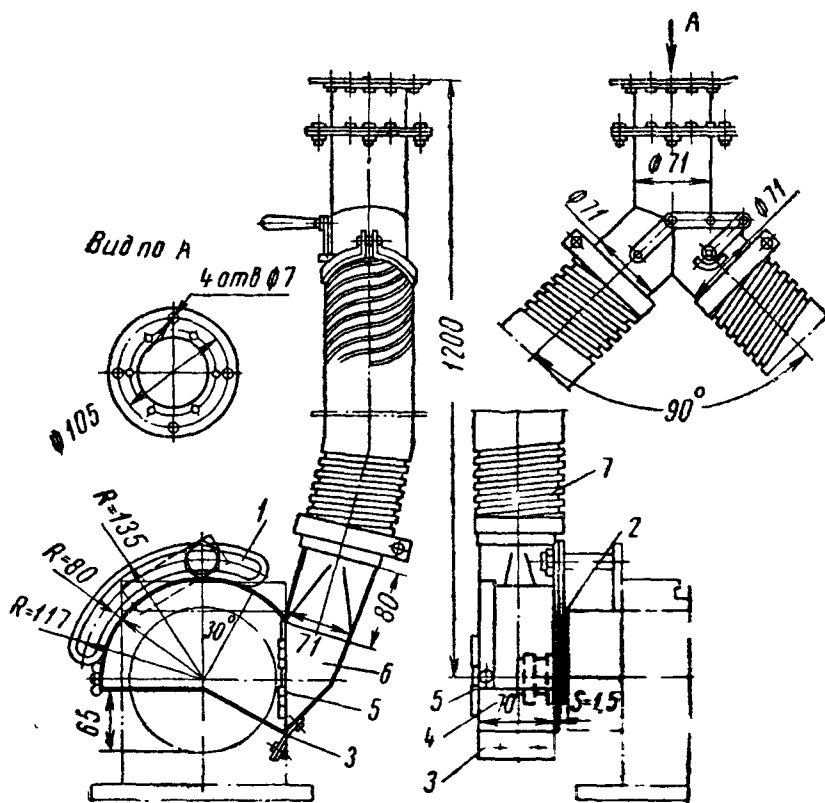


Рис. 11.22. Защитно-обеспыливающий кожух универсально-заточного станка модели 3А-64

1 — дуговой вырез; 2 — задняя стенка кожуха; 3 — фартук; 4 — боковая крышка кожуха; 5 — петля; 6 — отсасывающий патрубок; 7 — гибкий алюминиевый шланг

в воздуховоды попадает и транспортируется по ним только мелкая пыль.

Коэффициент местного сопротивления кожуха, отнесенный к скорости в отсасывающей патрубке, $\zeta = 1,5$.

Для транспортирования пыли, отсасываемой от абразивных станков по воздуховодам, следует принимать скорость воздуха 17—20 м/сек.

Защитно-обеспыливающий кожух (рис. 11.21) плоскошлифовального станка (модель СК-371) при наибольшем диаметре круга 200 мм и 2930 об/мин требует отсоса 360 м³/ч со средней скоростью всасывания 10—11 м/сек при скорости в гибком рукаве $v = 20$ м/сек.

Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости в гибком рукаве, $\zeta = 3$.

Защитно-обеспыливающий кожух (рис. 11.22) универсального заточного станка с поворотным столом (модель 3А-64) при наибольшем диаметре круга 150 мм и скорости вращения 30 м/сек требует отсоса воздуха 280—360 м³/ч, что соответствует скорости 15—20 м/сек в воздуховоде $d = 74$ мм.

Коэффициент местного сопротивления кожуха, отнесенный к скорости в воздуховоде, $\zeta = 3$.

Б. КОЖУХИ-ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ ДЛЯ МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

Входное отверстие кожухов следует располагать встречно к направлению движения потока стружек и пыли на расстоянии не более половины его высоты.

Приемники должны быть конструктивно связаны с приспособлениями для закрепления режущего инструмента или составлять их неотъемлемую часть и не затруднять наблюдения за зоной резания и съема режущего инструмента для заточки.

Приемники на токарных станках встраиваются в державки режущего инструмента (рис. 11.23) и при-

меняются для удаления стружки и пыли при отрезке труб и стержней небольшого диаметра из хрупких цветных сплавов и неметаллических материалов. Рекомендуется приближать отсос к резцу на расстояние $l < h$ (рис. 11.24).

В. КОЖУХИ-ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ ДЛЯ СТАНКОВ, ОБРАБАТЫВАЮЩИХ ГРАФИТНО-УГОЛЬНЫЕ ИЗДЕЛИЯ

Местные отсосы для станков, обрабатывающих графитно-угольные изделия круглых размеров, должны рассчитываться на улавливание и удаление не только графитно-угольной пыли, но и большого количества крупной стружки весом до 10—15 г. Кратковременные весовые концентрации отсасываемой смеси могут достигать 10 кг/кг.

Местный отсос для обдирки графитных электродов диаметром 150—500 мм выполняется в виде приемной коробки размером 220×120 мм (рис. 11.25), причем резец крепится к ее корпусу. Объем отсасываемого воздуха составляет 550 м³/ч при скорости 33 м/сек в отводящем патрубке. Сопротивление отсоса 45 кг/м².

Местный отсос для обдирки, торцовки и внутренней расточки графитно-угольных изделий диаметром 200—300 мм выполняется в виде трубы диаметром 100 мм со срезанным краем (рис. 11.26). Резец крепится к трубе и имеет три режущие кромки: первой кромкой производится обдирка электрода, второй — торцовка и третьей — внутренняя расточка; образующаяся пыль попадает внутрь трубы воздухоприемника.

Объем отсасываемого воздуха составляет для операций: обдирки 700 м³/ч при скорости в отводящем патрубке 36,5 м/сек и сопротивлении 84 кг/м²; торцовки 660 м³/ч при 34,5 м/сек и 100 кг/м²; внутренней расточки 400 м³/ч при 21,5 м/сек и 142 кг/м².

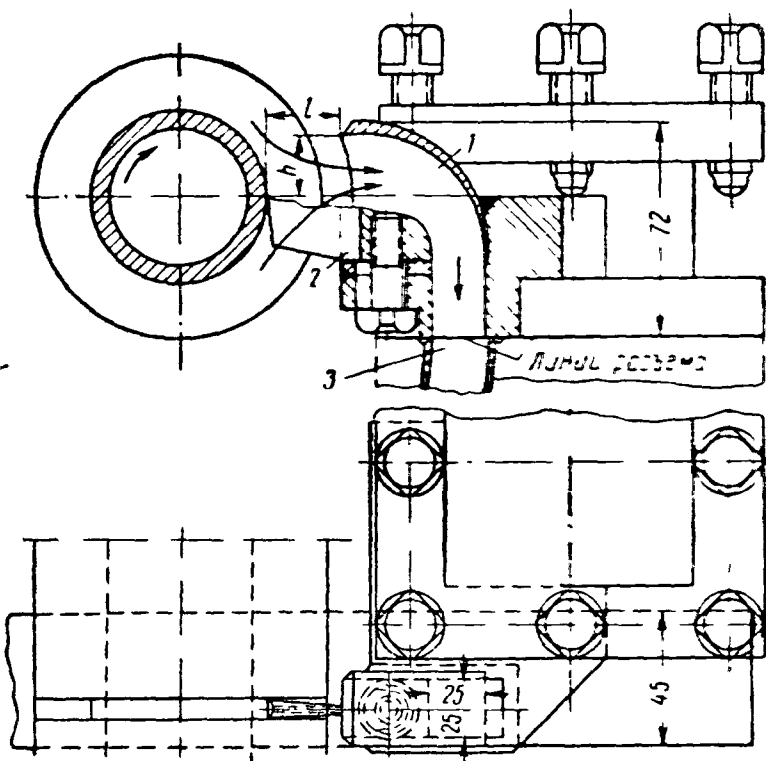


Рис. 11.23. Схема пылестружкоприемника
ВЦНИИОТ для отрезных работ

1 — пылестружкоприемник; 2 — отрезной резец, 3 — вытяжной патрубок

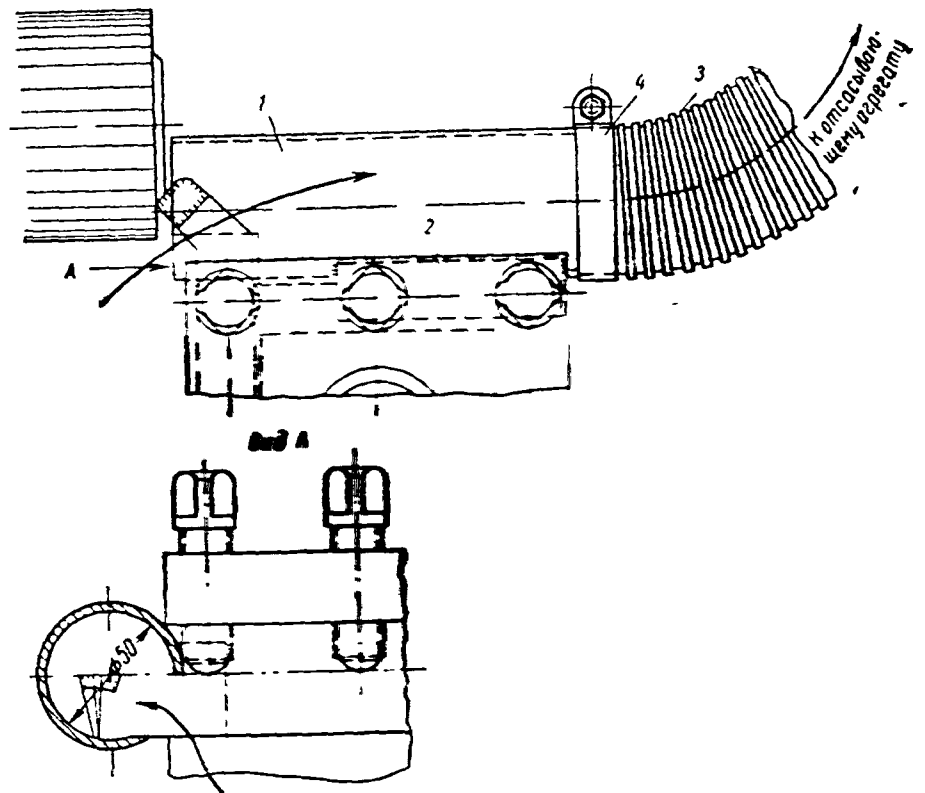


Рис. 11.24. Схема пневматического пылестружкоприемника
ВЦНИИОТ-10

1 — приемная труба $d = 53$ мм; 2 — державка, 3 — гибкий рукав $D = 50$ мм; 4 — зажим гибкого рукава

Местный отсос для внутреннего фрезерования изделий выполняется из газовой трубы, согнутой под углом 90° (рис. 11.27). Через колено в трубу пропущен вал фрезы. Труба вместе с фрезой располагается внутри ниппельного гнезда обрабатываемого электрода.

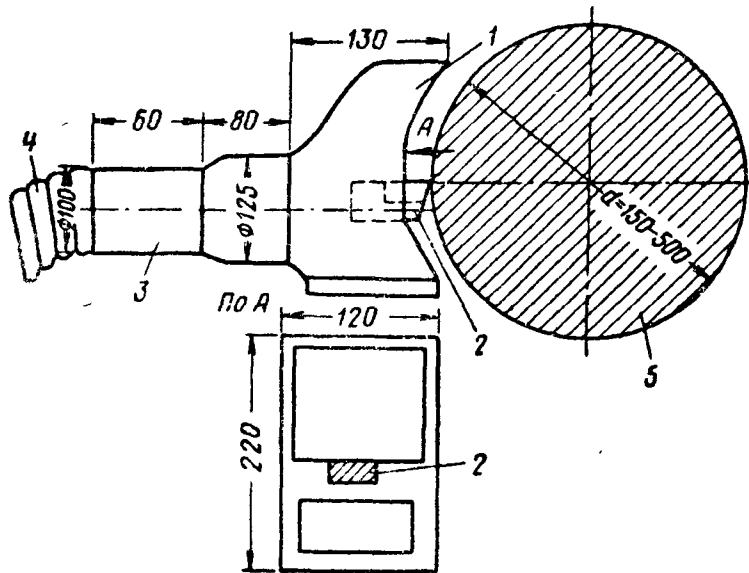


Рис. 11.25. Местный отсос для обдирки графитно-угольных электродов

1 — приемная коробка; 2 — резец; 3 — отводящий патрубок; 4 — гибкий шланг; 5 — обрабатываемое изделие

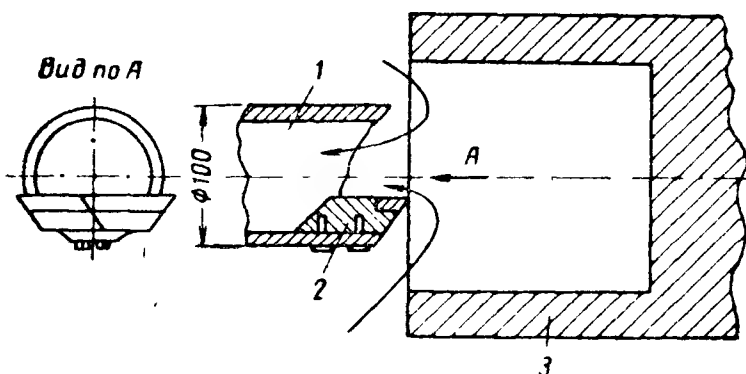


Рис. 11.26. Местный отсос для обдирки, торцовки и внутренней расточки изделий

1 — пылевоздухоприемник; 2 — резец; 3 — обрабатываемое изделие

Воздух отсасывается через кольцевой зазор между фрезой и стенками трубы. Отсос имеет сменный патрубкок, укрывающий фрезу. Объем отсасываемого воздуха $750 \text{ м}^3/\text{ч}$ при скорости в отводящем патрубке 39 м/сек и сопротивлении 30 кг/м^2 .

Г. КОЖУХИ-ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ ДЛЯ СВАРОЧНЫХ РАБОТ

Для подвижных электросварочных постов применяются стационарные вакуум-насосные установки с малогабаритными местными отсосами, прикрепленными к электрододержателю и перемещающимися вместе со сварочным электродом, например пылегазоприемник ЛИОТ (рис. 11.28), выполненный в виде воронки с косым срезом, которая крепится присосом на расстоянии

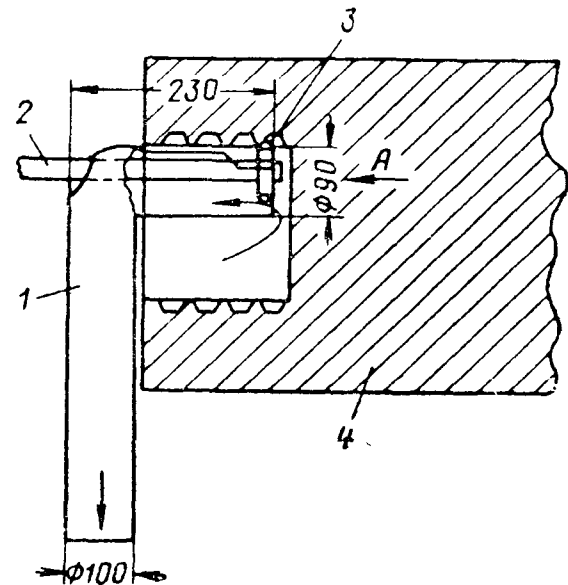


Рис. 11.27. Местный отсос для внутреннего фрезерования графитно-угольных изделий

1 — пылевоздухоприемник; 2 — вал фрезы; 3 — фреза; 4 — обрабатываемое изделие

100—150 мм от места сварки и соединяется с воздухопроводами шлангом диаметром 32 мм. Расход воздуха 100—150 $\text{м}^3/\text{ч}$.

На рис. 11.29 приведен щелевой приемник для сварочных автоматов, разработанный ВЦНИИОТ. Приемник улавливает пыль и газы, содержащие фтористые соединения, выделяющиеся от места горения сварочной дуги.

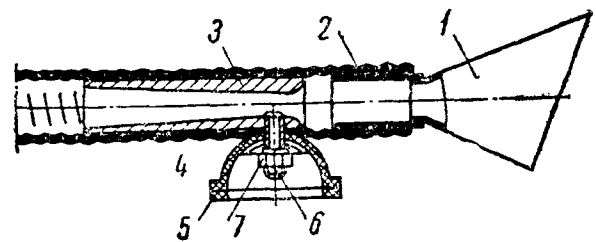


Рис. 11.28. Пылегазоприемник ЛИОТ с пневматическим присосом

1 — пылегазоприемник; 2 — пылесосный шланг; 3 — диффузор; 4 — резиновая полусфера; 5 — кольцо из пористой резины; 6 — полая втулка; 7 — гайка

В нижней плоскости приемника имеется щель переменной ширины длиной 250 мм, которая располагается на высоте 40 мм над слоем флюса.

Объем удаляемого воздуха в зависимости от режима сварки приводится в табл. 11.9.

Таблица 11.9

Объем удаляемого воздуха газопылеприемником ВЦНИИОТ для автоматической сварки

Сила тока в а	Объем удаляемого воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$
До 300	80
600	100
1000	120

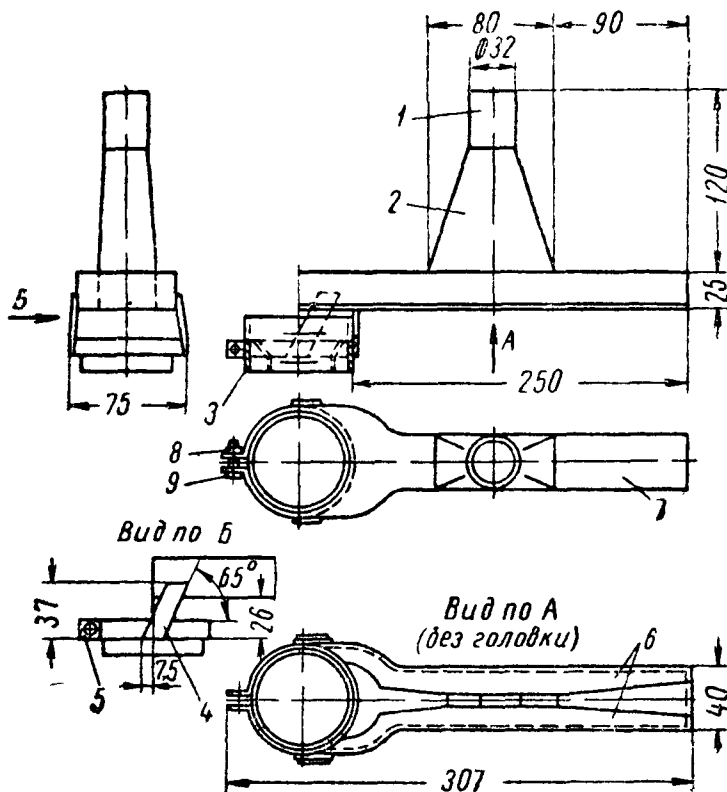


Рис. 11.29. Местный пылегазоприемник ВЦНИИОТ для автоматической сварки под флюсом

1 — трубка; 2 — раструб; 3 — кольцо; 4 — планка; 5 — хомут; 6 — дно; 7 — каркас; 8 — гайка; 9 — винт

11.3. АСПИРИРУЕМЫЕ УКРЫТИЯ

Аспирируемые укрытия применяются с целью обеспыливания. Разрежение внутри укрытия поддерживается для того, чтобы через неплотности укрытия всасывался воздух со скоростями, препятствующими проникновению пыли в помещение.

Практически разрежение принимается от 3 до 15 кг/м^2 и достигает даже 25 кг/м^2 .

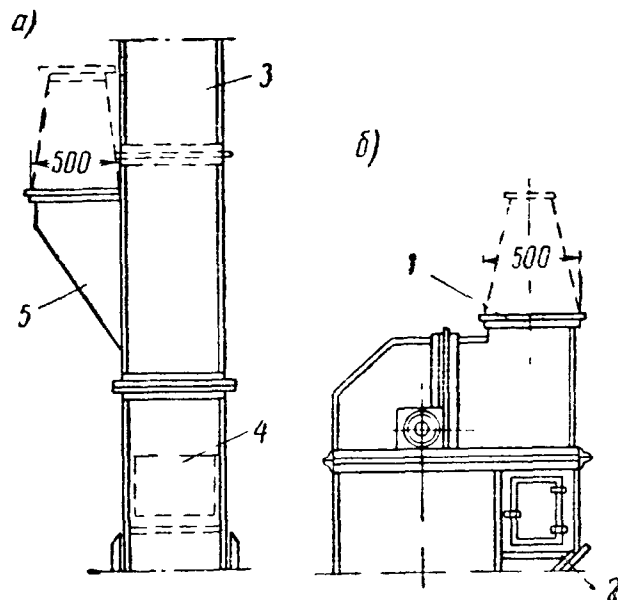


Рис. 11.30. Отсос ст элеватора

1 — отсос от головки элеватора; 2 — разгрузочная точка; 3 — кожух элеватора; 4 — загрузочная точка; 5 — отсос от башмака элеватора

Пылящая аппаратура должна быть тщательно герметизирована, иметь емкости в местах повышенного давления и отбойные щиты, отклоняющие токи запыленного воздуха в желательном направлении.

Отверстия укрытий, через которые отсасывается воздух, не должны находиться в непосредственной близости к местам загрузки материала, а скорости в них следует принимать не более 1 м/сек при молотых материалах крупностью 0—1 мм и не более 2 м/сек — при кусковых материалах. В бункерах и укрытиях большой

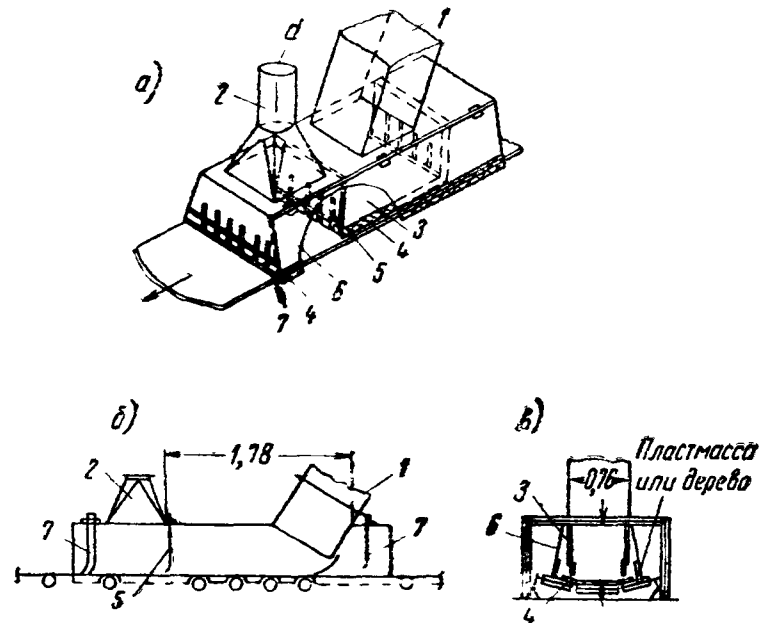


Рис. 11.31. Отсос от места перегрузки с двойными укрытиями

а — аксонометрия; б — продольный разрез, в — поперечный разрез; 1 — точка; 2 — вентиляционный отсос; 3 — боковые стенки внутреннего укрытия; 4 — полосовая резина; 5 — фартук в передней стенке башмака; 6 — боковые стенки наружного укрытия на петлях; 7 — уплотняющие фартуки

емкости скорости в вытяжном отверстии не регламентируются.

Укрытия технологического оборудования и транспортных устройств следует герметично соединять между собой.

В качестве регулирующих приспособлений устанавливаются специальные клапаны, позволяющие сохранять неизменными объемы воздуха, проходящего по отдельным участкам сети.

При транспортировании холодных материалов аспирационный отсос надлежит присоединять к боковой стенке кожуха элеватора на 1,5—2 м выше основания загрузочной точки (рис. 11.30, а), а у элеваторов высотой более 18 м и при транспортировании нагретых материалов следует делать аспирационный отсос и у головки элеватора (рис. 11.30, б).

Элеваторы следует герметично соединять с загрузочными и разгрузочными точками.

При загрузке шнека через точку высотой более 0,5 м следует на его крышке устанавливать емкое аспирируемое укрытие, удаляя аспирационную воронку от места загрузки на расстояние, равное ширине корпуса шнека.

Места загрузки материалов на ленточные конвейеры следует оборудовать местными отсосами с двойными укрытиями по схеме на рис. 11.31 и отбойными фарту-

ками для уменьшения объема воздуха, просасываемого через загрузочную течку.

При пересыпке зернистых и молотых материалов с высоты до 3 м по наклонным течкам допускается устройство укрытий с одинарными стенками (рис. 11.32), если не встречается препятствий к увеличению объема воздуха, просасываемого через течку.

Укрытие щековой дробилки устраивается над загрузочным отверстием, имеет съемный верх и смотро-

течек к загрузочным отверстиям дробилок должно осуществляться тангенциально и по направлению вращения ротора.

Грохоты следует заключать в стационарные емкие укрытия (рис. 11.35) разборной конструкции, имеющие горловины для присоединения загрузочных и разгрузочных течек и аспирационных отсосов. В укрытиях предусматриваются отверстия с дверками для смены решеток.

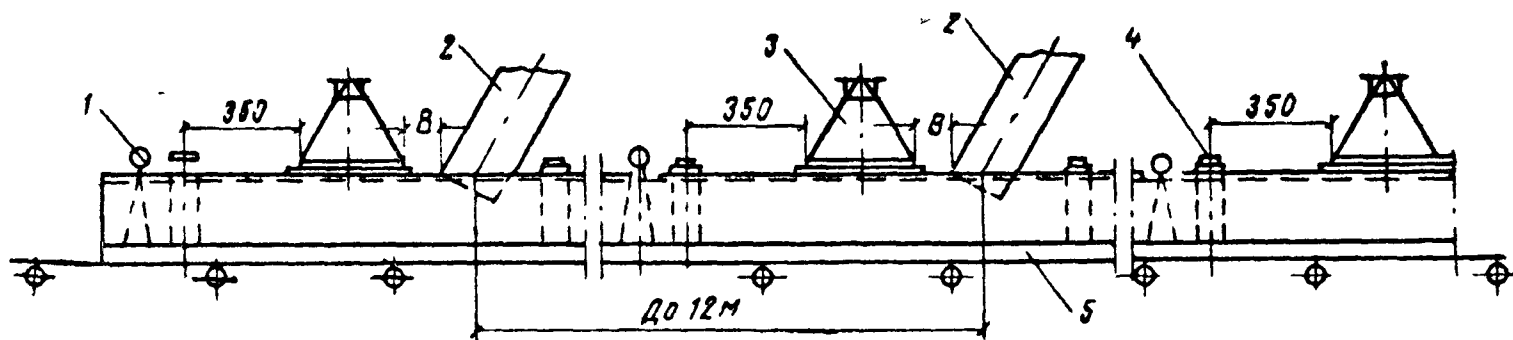


Рис. 11.32. Сплошное укрытие конвейера

1 — труба с отверстиями для увлажнения материала; 2 — течка; 3 — вентиляционный отсос; 4 — двойной уплотняющий щиток; 5 — уплотнения укрытия

вой проем для наблюдения за поступлением материала в дробилку. Аспирационный отсос следует присоединять к боковой несъемной части укрытия.

Укрытием валковой дробилки является сам кожух дробилки, к верхней части которого присоединяется аспирационный отсос.

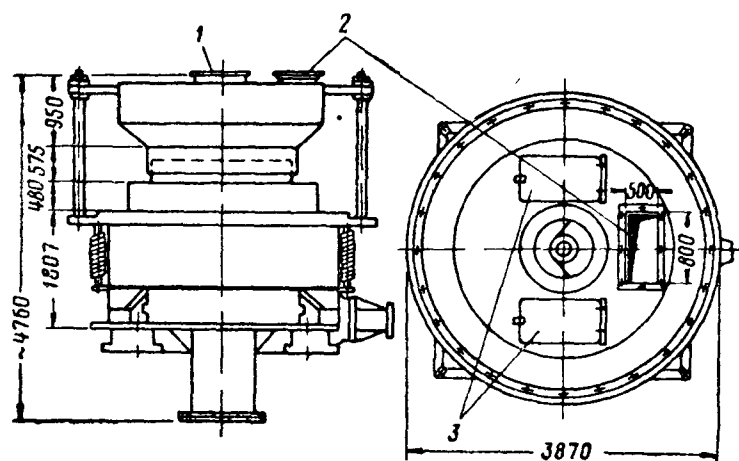


Рис. 11.33. Укрытие загрузочной части конусной дробилки

1 — загрузочное отверстие; 2 — вентиляционный отсос; 3 — герметические люки

Конусные дробилки среднего и мелкого дробления (рис. 11.33) оборудуются разъемным укрытием, герметично присоединяемым к загрузочной коробке.

Укрытием молотковой дробилки является сам кожух дробилки (рис. 11.34). Для снижения давления воздуха в бункере под дробилкой, возникающего при холостом ходе, следует устраивать обводные трубы, соединяющие загрузочную течку с полостью дробилки у оси вращения ротора. Сечение обводных труб назначают исходя из $0,05 \text{ м}^2$ на каждые 100 т установочной часовой производительности дробилки. Примыкание

Очистные (галтовочные) барабаны для чугуна, металлических изделий, прошедших термическую обработку, и изделий из пластмасс обеспыливаются с

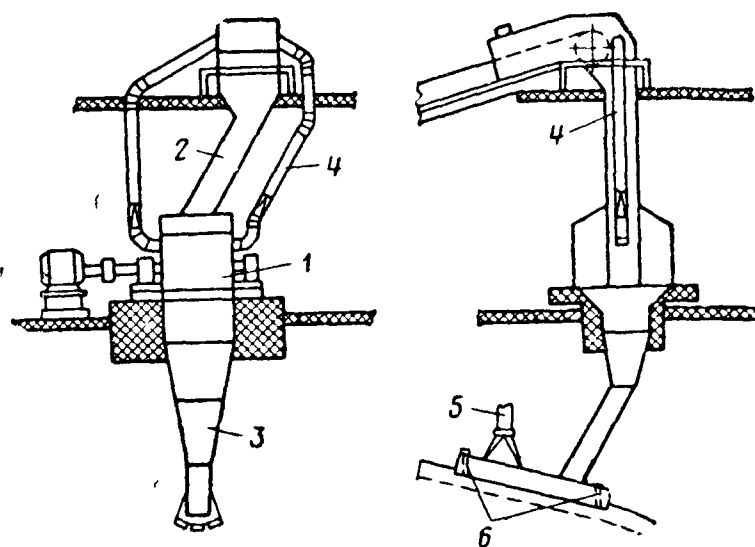


Рис. 11.34. Схема отсоса от молотковой дробилки

1 — дробилка; 2 — загрузочная течка; 3 — разгрузочный бункер; 4 — обводные трубы; 5 — вентиляционный отсос; 6 — шторки в укрытии транспорта

помощью местного отсоса, присоединяемого к полый оси. Количество отсасываемого воздуха

$$L = 1800 d \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (11.21)$$

где d — диаметр барабана в м.

Скорость воздуха в полый оси 7—10 м/сек, разрежение в пылевой коробке 60 кг/м^2 .

Суммарная площадь отверстий во внутренних перфорированных стенках барабана должна быть больше удвоенной площади сечения полый оси. На выходе пыльного воздуха должен быть установлен уловитель крупной пыли емкостью, равной 15% емкости барабана.

Таблица 1110

Формулы для определения объемов воздуха, отсасываемого из укрытий

Место установки укрытия (прием материала)	Условия подачи материала	Данные об укрытиях	Объем воздуха в м³/ч, верхняя формула— по заданной W_H м³/ч, нижняя— по ширине B м и скорости ленты v_L м/сек		Скорость в уплотнителях в м/сек	Примечания
			$L_Э$	L_H		
Узел загрузки ленточных конвейеров	Через точки с конвейеров питателей из сепараторов из надрешетной части грохотов и валковых дробилок Из конусных дробилок подрешеточной части грохота пластинчатых питателей и элеваторов Из щековых дробилок	Углотненный башмак течек (одинарные укрытия)	$0,12W_M v_K$ или $36B v_K v_L m$	$\left. \begin{array}{l} 2400F_H v_K = \\ = 480B v_K k_y \end{array} \right\}$	$0,65v_K$	—
			$0,2W_M v_K^2$ или $60B v_K^2 v_L m$			
Бункер или замкнутая потость	Думпкарами вагонами и автосамосвалами Реверсивным конвейером	Укрытие с разгрузочным проемом	—	$3600F_H$	1	l — общая длина каждой загрузочной щели в м
		Укрытие кабинного типа	$2,1W_M$	$3600F_H$		
	Саморазгружающейся тележкой Через точку из конвейера из валковой дробилки	Уплотнение загрузочных щелей конвейерными лентами	$(7,0-0,0025W_M)W_M$ или $225B v_L (9,4-B^2 v_L)$	$3600F_H$ или $80Bl+900B^2$	1	Величина $80Bl$ подсос через щели и $900B^2$ — подсос через загрузочное отверстие
		Плотный бункер с открытыми проемами площадью F_H	$0,12W_M v_K^2 + W_M$ или $36B^2 v_L m (v_K^2 + 8,3)$	$3600F_H$		
Грохоты	Через точки питатели	Укрытие установленное на раме грохота	$0,12W_M v_K^2$ или $36B v_K^2 v_L m$	$100(a+b)v_K$	$0,65v_K$	a и b — ширина и длина грохота
		Укрытие кабинного типа не связанное с конструкцией грохота		$4800F_H$	1,3	
	Из конусных дробилок и пластинчатых питателей	Укрытие установленное на раме грохота		$100(a+b)v_K$	$0,65v_K$	
		Укрытие кабинного типа не связанное с конструкцией грохота	$0,2W_M v_K^2 m$	$4800F_H$	1,3	
Конусные дробилки— загрузочная часть	Из течек питателей	Кожух над верхом дробилки	$0,12W_M v_K^2$	$2400v_K F_H$ или $250dv_K$	$0,65v_K$	d — диаметр дробилки $F_H = 0,063 d$
Щековые дробилки загрузка	Из пластинчатых конвейеров	Укрытие с легко съемным верхом и проемом для наблюдения размером $a \times 0,3b$	$0,2W_M v_K^2$	$4800F_H$ или $2000(a+b)$	1,3	a и b — размеры зева дробилки (a — наибольший размер)

Продолжение табл. 11.10

Место установки укрытия (прием материала)	Условия подачи материала	Данные об укрытиях	Объем воздуха в м ³ /ч, верхняя формула — по заданной W_H м ³ /ч, нижняя — по ширине B м и скорости ленты v_L м/сек		Скорость в неплотностях в м/сек	Примечания
			L_3	L_H		
Валковые дробилки, загрузка	Из течек	Плотные присоединения с расширением для отсасывающей воронки	$0,15W_M v_K^2$	—	$0,63v_K$	—
Сепараторы магнитные	Из течек и питателей	Сплошной кожух	$0,12W_M v_K^2$	$100F_Y$	$1,3F_Y$	Суммарная площадь стенок кожуха
Пластинчатые конвейеры	Из дробилок	Укрытие кабинного типа	$0,2W_M v_K^2$	$4800F_H$	1,3	—
Шнеки	Из течек питателей	Плотное присоединение к шнеку	$0,06W_M v_K^2$	$10l$	0,26	l — длина шнека
Элеваторы	То же	Отсос от кожуха элеватора	$0,12W_M v_K^2$	$60ah$	1,3	a — наибольший размер элеватора в плане в м; h — высота элеватора в м

Примечания: 1 При устройстве укрытий конвейеров с кольцевой камерой объем отсасываемого воздуха принимать равным половине от определенного для одинарных укрытий, но при отсутствии фартука с передней стороны уменьшения объема не производить.

2 m — отношение количества материала, поступающего в укрытие, к общему количеству материала, поступающего

на данный конвейер, если он загружается в нескольких точках;

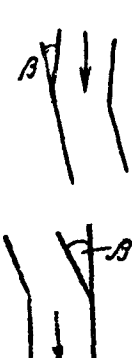
k_Y — коэффициент для непроходных укрытий на конвейерах, равный 1, и для проходных — 1,35;

F_H — площадь неплотностей и открытых проемов в м²;

v_K — скорость движения материала при входе в аспирируемую полость.

Таблица 11.11

Значения коэффициента k_m

Схема поворота	Угол поворота β в град											
	0	10	20	30	40	45	50	60	70	75	80	90
	При уменьшении угла наклона											
	1,0	0,97	0,93	0,85	0,75	0,69	0,63	0,45	0,25	0,175	0,1	
	При увеличении угла наклона											
	1,0	0,99	0,94	0,87	0,76	0,71	0,64	0,50	0,34	0,25	0,17	0

Объемы воздуха, отсасываемого от других укрытий, следует определять по формулам, приведенным в табл. 11.10, как сумму, которая складывается из объема воздуха, вносимого в укрытие поступающим материалом (L_3), и объема (L_H), просасываемого через неплотности укрытия для предотвращения выбивания пыли в помещение

$$L_a = L_3 + L_H \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (11.22)$$

причем, как правило

$$L_3 = \Phi_1(W_M, v_H) \text{ или } \Phi_2(B^2, v_K, v_L, m);$$

$$L_H = \Phi_3(v_K, F_H, k_Y),$$

где W_M — объем поступающего материала в м³/ч принимается по технологическому заданию, а при ориентировочных расчетах — по производительности конвейеров.

$$W_M = 3600 B^2 v_L \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (11.23)$$

где B — ширина ленты конвейера в м, причем для укрытий конвейеров в расчет принимается ширина ленты, на которую поступает материал;

v_L — скорость движения ленты в м/сек.

$$v_K = \sqrt{(v_{\text{нач}} k_m)^2 + 19,62H(1 - 1,2f \operatorname{ctg} \alpha)} \text{ м/сек}, \quad (11.24)$$

где $v_{\text{нач}}$ — начальная скорость движения материала в загрузочной точке в м/сек; принимается равной нулю при подаче материала в точку с конвейеров из конусных и щековых дробилок, сепараторов и грохотов, но при подаче материала из валковых дробилок;

$$v_{\text{нач}} = \frac{3,14 D n}{60} \text{ м сек,} \quad (11.25)$$

D — диаметр дробящих валов в м;
 n — число оборотов вала в об/мин;
 k_m — коэффициент, учитывающий уменьшение скорости падения материала при изменении направления его движения (излом течек), по табл. 11.11;
 H — высота падения материала на расчетном участке в м;
 f — коэффициент трения падающего материала о поверхность течки принимается по табл. 11.12;
 α — угол наклона расчетного участка течки к горизонту в град.

Таблица 11.12

Коэффициент трения f различных материалов о сталь

№ п/п	Материал	Удельный вес в т/м³	Коэффициент трения	
			в движении	в покое
1	Гипс	0,8 — 1,6	0,61	—
2	Глина	0,43 — 1,8	0,75	—
3	Глинозем порошкообразный	1,02 — 1,05	0,42	—
4	Гравий, земля, песок	1,5 — 1,9	0,58	1
5	Земля формовочная	0,84 — 1,3	0,46	—
6	Зола (сухая)	0,4 — 0,6	0,47	0,84
7	Известняк	1,19 — 2	0,56	—
8	Камень, клинкер	0,5 — 2	0,58	1
9	Кокс	0,33 — 0,53	0,57	1
10	Криолит	0,84 — 0,98	0,55	—
11	Нефелиновый концентрат	1,1 — 1,25	0,52	—
12	Руда железная	1,6 — 2,4	—	—
13	» медная	1,87	0,58	1,2
14	» марганцевая	1,7 — 1,9	—	—
15	Соль поваренная	0,72 — 1,28	0,49	—
16	Сода кальцинированная	0,5 — 1,25	0,56	—
17	Спек дробленый	1,4 — 1,42	0,51	—
18	Торф	0,29 — 0,5	0,51	—
19	Уголь каменный, бурый воздушно-сухой	—	0,58	1
20	Уголь антрацит	—	0,29	0,84
21	Фтористый алюминий	0,79 — 1,81	0,58	—
22	Цемент	0,9 — 1,5	0,45	—
23	Шлак, каменная соль	0,6 — 1	0,7	1,2
24	Щебень	1,22 — 2	0,47	0,42 — 0,49

Таблица 11.13

Расчетные объемы воздуха, аспирируемого от укрытий некоторых типов оборудования

Место установки	Характеристика оборудования и укрытия (В, мм; v , м/сек; α , °С; F_H , м²)	Оборудование, подающее руду в укрытие, в м³/ч	Объем подаваемого материала W в м³/ч	Скорости входа материала в укрытие v_K в м/сек	Оптимальный объем воздуха L_a в м³/ч	Расчетный объем аспирируемого воздуха в м³/ч			Примечание
						L_p	L_{Σ}	L_F	
Конвейер	$B=1600$ $v_L=1,6$ $\alpha=90$ $F_H=0,445$	Конвейер	1200	6,4	11 000	6 000	7 500	13 500	—
»	$B=1600$ $v_L=1,6$ $\alpha=90$ $F_H=1,7$	»	1200	4,85	10 000	3 400	5 700	9 100	—
»	$B=2000$ $v_L=1$ $F_H=0,1$	Вибропитатель	1110	3,92	5 430	2 200	7 200	9 400	Укрытие тщательно уплотнено

Место установки	Характеристика оборудования и укрытия (B , мм; v , м/сек; α , °С; F_H , м²)	Оборудование, подающее руду в укрытие, в м³/ч	Объем подаваемого материала W_M в м³/ч	Скорости входа материала в укрытие v_K в м/сек	Оптимальный объем воздуха L_a в м³/ч	Расчетный объем аспирируемого воздуха в м³/ч			Примечание
						$L_э^p$	L_H^p	L_a^p	
Реверсивный конвейер	$B=2000$ $v_L=1$ $F_H=0,125$	Конвейер	1110	5,73	15 200	4 700	14 200	18 900	—
Дробилка конусная среднего дробления	$B=2200$ $\alpha=90$ $F_H=0,12$	.	200	7,7	3 800	1 450	4 200	5 700	—
Бункер	$F_H=0,82$	2 конусные дробилки 1500/180	2000	9,2	20 200	16 000	3 000	19 000	—
Бункер	$B=1600$ $v_L=1,3$ $F_H=0,582$	Конвейер	980	7,75	8 600	8 200	2 100	10 300	—
Каскад дробилок среднего и мелкого дробления КЮГОК-2:									
а) загрузка дробилки КСП	$F_H=0,37$	.	220	6,1	14 200	1 000	5 300	6 300	Материал подается в дробилку по открытому лотку
б) загрузка грохота	—	Дробилка КСД	220	7,06	10 600	2 200	8 200	10 400	—
в) сборный конвейер	$B=1600$ $v_L=1,5$ $F_H=0,33$	Дробилка КМД-5	140+80	9,2	14 200	4 000	14 600	18 600	Укрытие тщательно уплотнено

В течках, имеющих изломы и повороты, определенные скорости v_K ведется путем последовательного расчета для каждого прямого участка начиная от места подачи материала.

Для упрощения расчетов скорости v на рис. 11.36 приводится вспомогательный график для определения слагаемых подкоренного выражения.

При объединении нескольких бункеров, разделенных стенками, общим аспирационным отсосом проемы в разделяющих стенках следует определять исходя из

скорости в сечении не более 0,8 м/сек, относя эту скорость к максимальному объему воздуха, проходящему из всех соседних бункеров в бункер, из которого сделан отсос.

Сечения всех проемов между бункерами принимаются одинаковыми и равными отверстию в стенке бункера, из которого сделан отсос.

Объемы воздуха, вычисленные по приведенным формулам для укрытий некоторых типов оборудования, приведены в табл. 11.13.

ГЛАВА 12

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ ОТХОДОВ ДЕРЕВООБРАБОТКИ

12.1. ВНУТРИЦЕХОВОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ ОТХОДОВ ДЕРЕВООБРАБОТКИ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Отходы механической обработки древесины следует отсасывать непосредственно в месте их образования и удалять пневматическим транспортом.

Приемники для отходов обычно встраиваются в конструкцию деревообрабатывающих станков и в большинстве случаев служат ограждением режущих частей станка. Улавливание древесных отходов и пыли от режущих головок станков происходит за счет воздействия воздушного потока и использования скорости движения частиц, сообщаемой частицам режущим инструментом. В районе расположения токарных и сверлильных станков, режущие головки которых не позво-

ляют устройство приемников, а также в тех местах цеха, где скопляются стружка и опилки, следует располагать напольные приемники постоянного и периодического действия.

Аэродинамическое сопротивление приемников характеризуется коэффициентом местного сопротивления, который зависит от коэффициента входа ϵ , представляющего собой отношение площади живого сечения приемника к площади поперечного сечения отсасывающей трубы

$$\epsilon = \varphi \left(\frac{f_{вх}}{f_{тр}} \right), \quad (12.1)$$

и определяется по графику рис. 12.1.

Приемник следует проектировать так, чтобы ϵ был не более 1,1. Данные об основных местных отсосах от деревообрабатывающих станков приведены в табл. 12.1.

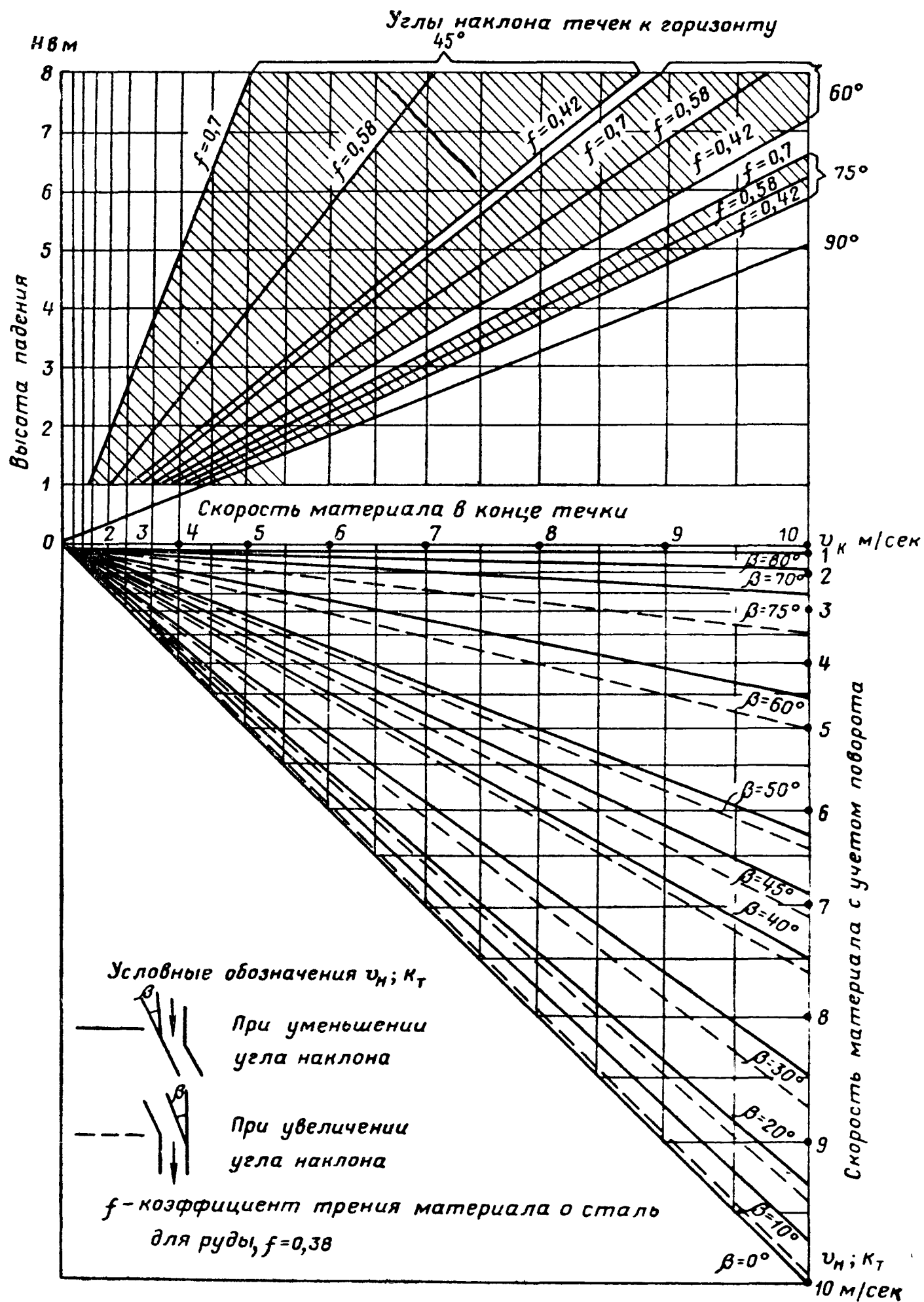


Рис. 11.36. График для определения скоростей движения материала по течкам

Магистральные воздуховоды внутрицеховой пневмотранспортной системы делаются ступенчатыми, в виде коллектора постоянного сечения с транспортером внутри, с вертикальным коллектором или с горизонтальными кустовыми сборниками.

Разветвленные системы со ступенчатым магистральным воздуховодом не позволяют менять места подключения станков и присоединять вновь устанавливаемые, поэтому в настоящее время они применяются ред-

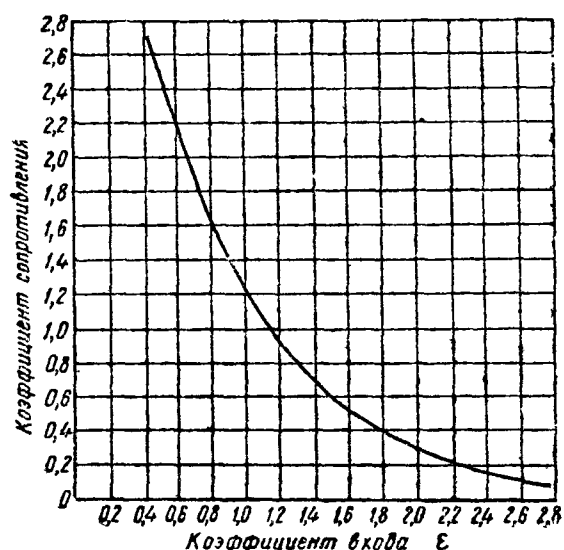


Рис 12.1. График для определения коэффициента сопротивления

ко, главным образом в небольших деревообделочных мастерских.

Система пневматического транспорта с магистральным коллектором постоянного сечения (рис. 12.2), к которому по всей длине подключаются трубопроводы, соединяющие приемники станков с коллектором, универсальна, так как обеспечивает возможность изменять расположение и количество станков в цехе, увеличивая по мере необходимости производительность обслуживающих вентиляторов.

В нижней части магистрального коллектора размещается ленточный транспортер, перемещающий выпадающие в коллекторе крупные частицы к задней секции и далее к вентилятору. Магистральный коллектор

изготавливается из листовой стали толщиной 1,5 мм на сварке, длина его 60—70 м.

Воздуховоды от станков к магистральному коллектору присоединяются под прямым углом к его продольной оси. Лента транспортера имеет ширину около 400 мм. Холостая лента проходит под магистральным коллектором по роликам, отстоящим друг от друга на расстоянии 2700 мм. Скорость ленточного транспортера принимается от 12 до 18 м/мин. Для привода транспортера в коллекторе длиной до 50 м заграчивается около 2,5 квт.

Недостатки универсальной системы с ленточным транспортером: громоздкость конструкции, повышенная стоимость изготовления и эксплуатации.

В мелких деревообрабатывающих цехах применяют кустовые системы с вертикальным сборником (рис. 12.3). Производительность кустовой системы с вертикальным сборником — до 18 000 м³/ч. Сборники монтируют на опорных металлоконструкциях, устанавливаемых на полу или на кронштейнах, закрепленных на стене, колонне, а также подвешивают к перекрытию.

Кустовую систему с горизонтальным сборником (рис. 12.4) применяют в случаях, когда высота помещения не допускает применения вертикального сборника.

Древесные отходы входят в широкое основание воронки со скоростью, близкой к скорости воздушного потока (14 м/сек и более), и за счет кинетической энергии преодолевают переходной патрубок, в котором скорость воздуха недостаточна для перемещения отходов.

Рис. 12.3. Схема вертикального сборника кустовой системы пневматического транспорта

Размеры горизонтального сборника подбирают по числу обслуживаемых приемников и предусматривают 1—2 запасных патрубка. Для обеспечения постоянной скорости во входном сечении воронки шиберы у приемников не устанавливают.

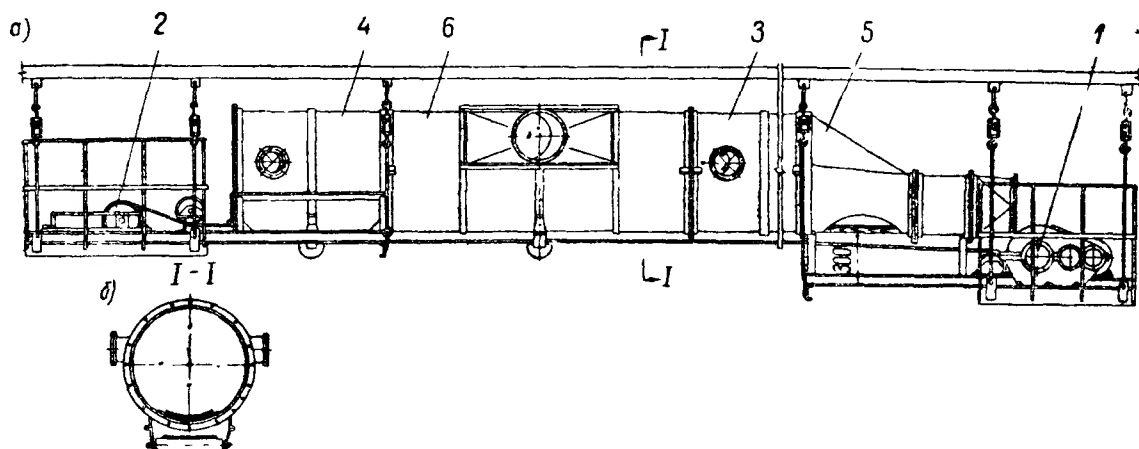


Рис. 12.2. Конструктивная схема с магистральным коллектором и ленточным механическим транспортером

а — продольное сечение коллектора; б — поперечное сечение коллектора; 1 — приводная станция ленточного транспортера; 2 — натяжная станция; 3 — средняя секция магистрального коллектора; 4 — задняя секция магистрального коллектора; 5 — переходная секция магистрального коллектора; 6 — секция отбора воздуха магистрального коллектора

Б. ОЧИСТКА ВОЗДУХА ОТ ОТХОДОВ

Воздух от отходов очищают, как правило, в циклонах, под которыми устанавливают бункера для сбора отходов.

Накопление древесных отходов в конической части циклона недопустимо. Разгрузочное отверстие необходимо герметично соединять с емким бункером. При принятой производительности циклона Гипродрева (приложение V) скорость воздуха в его выпускном отверстии равна 1,5—2 м/сек. Коэффициент сопротивления циклона $\zeta = 1,3$. Основной недостаток — низкий коэффициент очистки (75—80%) и неудовлетворительное улавливание древесной пыли. Цик-

лон Гипродрева рекомендуется в качестве промежуточной грубой очистки воздуха и требует последующей очистки в тканевых или других фильтрах.

К циклону конструкции Гипродрева можно присоединять несколько систем пневматического транспорта.

Циклон конструкции Гипродревпрома (приложение V) имеет более высокий коэффициент очистки, так как воздушный поток проходит отбойные решетки сепаратора, где изменяет свое направление на 150° , при этом пыль отбрасывается в кожух циклона и происходит дополнительная очистка воздуха. Остаточная запыленность

духа, скоростей воздуха, диаметров воздухопроводов и потерь давления.

Количество транспортируемого материала определяют экспериментальным путем или принимают по заданию технологов. Количество транспортирующего воздуха принимают на основании табл. 12.1, где приводятся также и основные характеристики отсасывающих устройств; для станков, не указанных в этой таблице, расход воздуха принимают по паспорту станка или по аналогии с данными, приведенными в таблице.

Расчет воздухопроводов систем пневматического транспорта приведен в главе 14, а выбор вентиляторов и электродвигателей — в главе 13.

Скорость транспортирующего воздуха должна быть больше скорости витания наиболее крупных и тяжелых частиц (табл. 12.1). Скорость витания v куса древесины принимают равной скорости витания шара, равновеликого ему по весу.

Для частицы шарообразной формы можно написать, что

$$v_s = \sqrt{\frac{1,5C \frac{\gamma}{2g}}{d_{ш} \gamma_{ш}}} \text{ м/сек}, \quad (12.2)$$

где C — коэффициент сопротивления шара, зависящий от состояния воздушного потока; для условия пневматического транспорта может быть принят равным 0,23;

γ — объемный вес воздуха в кг/м^3 ;

$d_{ш}$ — диаметр равновеликого по весу шара в м;

$\gamma_{ш}$ — объемный вес древесины в кг/м^3 .

При пневматическом транспорте отходов деревообработки обычно принимают скорость транспортирования

$$v_{тр} = (1,3 \div 1,5) v_s. \quad (12.3)$$

12.2. МЕЖЦЕХОВОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ ОТХОДОВ ДЕРЕВООБРАБОТКИ

А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Пневмотранспортные устройства применяются для перемещения измельченных древесных отходов по трубопроводам диаметром от 100 до 600 мм на расстояние до 1,5 км при производительности до 250 т/ч, как правило из мест получения измельченной древесины до пунктов потребления (цех производства плит, котельная и т. п.), погрузочных железнодорожных бункеров или водных причалов, к местам их кучевого хранения, а также при разгрузке транспорта.

Пневмотранспортные устройства подразделяются на всасывающие, нагнетательные и комбинированные (всасывающе-нагнетательные). Они бывают низкого — до 500 кг/м^2 , среднего — от 500 до 2000 кг/м^2 и высокого давления — более 2000 кг/м^2 .

Всасывающие пневмосистемы (рис. 12.5, а) широко применяются для сбора измельченной древесины в деревообрабатывающих, тарных и других цехах при расстояниях транспортирования до 300 м, а также при разгрузке вагонов, барж и другого транспорта.

Транспортирование производится при концентрациях смеси $\mu \leq 0,6$.

В нагнетательных пневмотранспортных установках (рис. 12.5, б) транспортирование измельченных древесных отходов происходит в потоке сжатого воздуха, нагнетаемого воздушной машиной. В трубопровод материал подается загрузочным питателем. Трубопровод заканчи-

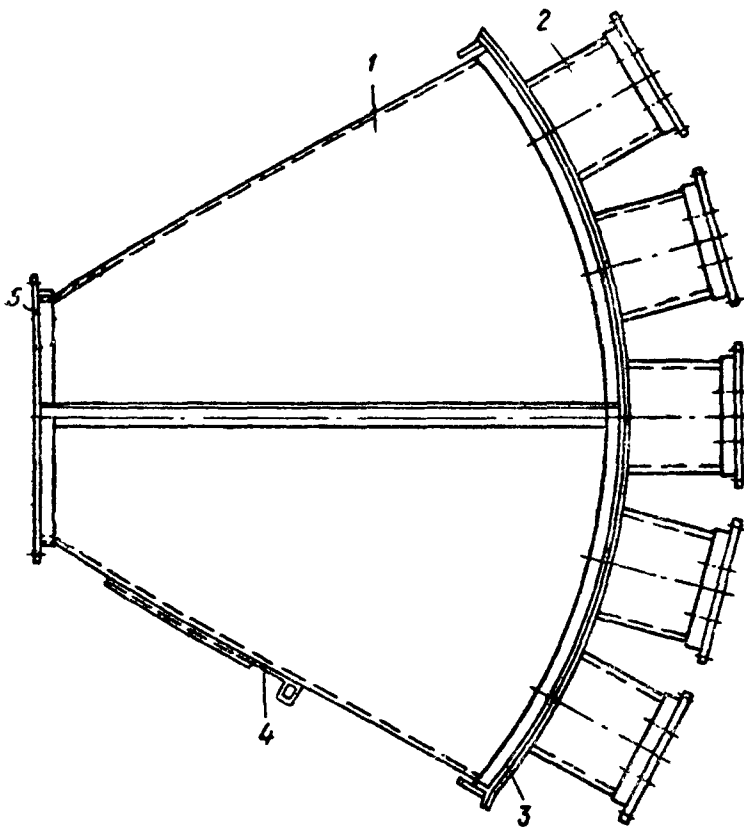


Рис. 12.4. Горизонтальный сборник кустовой системы пневматического транспорта

1 — переходной патрубком; 2 — патрубком; 3 — воронка; 4 — задвижки; 5 — петля для крепления

воздуха после циклонов этого типа, установленных на нагнетательной линии после вентилятора, составляет для опилок и стружек 10—30 мг/м^3 , для древесной пыли от шлифовальных станков — 90—100 мг/м^3 .

Ввиду этого обычно не требуется устройства второй ступени очистки воздуха при выбросе его в атмосферу. Коэффициент местного сопротивления циклона, отнесенный к скорости во входном патрубке, $\zeta = 5,4$.

Циклоны с бункерами следует располагать, как правило, на расстоянии не менее 10 м от здания, но допускается установка циклонов снаружи у стен зданий, если близрасположенные окна заделаны стеклоблоками.

В зависимости от числа циклонов, устанавливаемых над бункером, и количества поступающих отходов применяются бункера емкостью от 4 до 35 м^3 , рассчитываемые, как правило, на суточное поступление отходов.

В. РАСЧЕТ СИСТЕМ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

Расчет внутрицеховых систем пневматического транспорта заключается в определении количества транспортируемого материала и транспортирующего воз-

Основные характеристики отсасывающих устройств

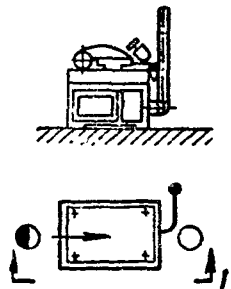
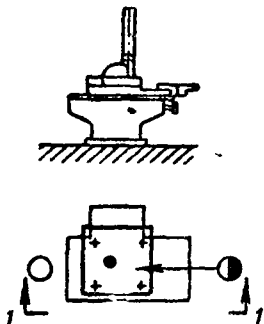
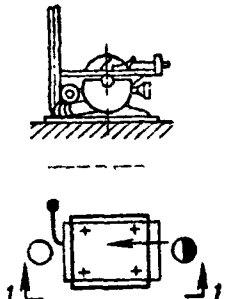
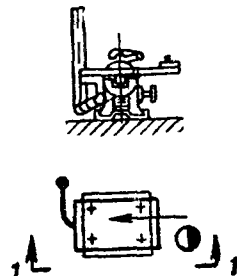
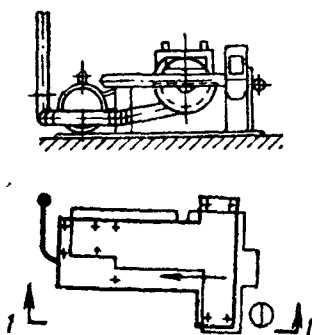
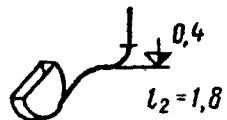
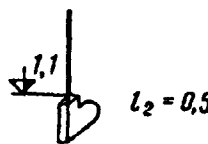
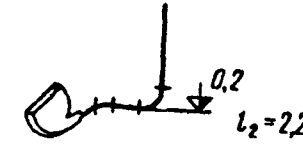
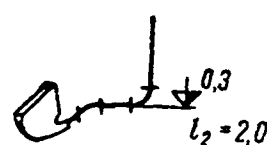
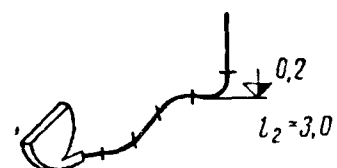
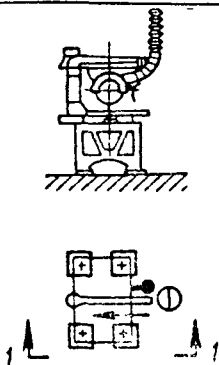
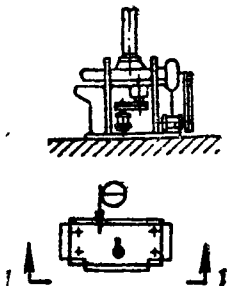
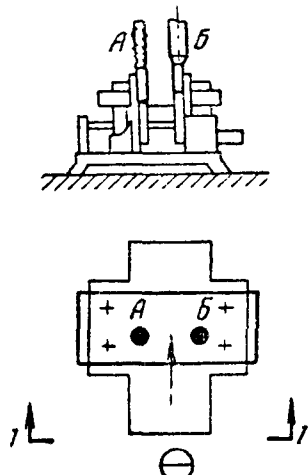
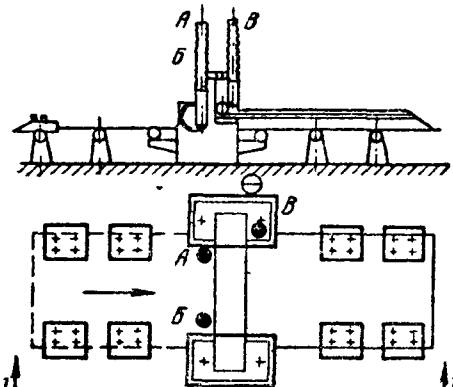
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
<i>Круглопильные</i>					
1	Круглопильный с автоподачей	ЦА-2		Диаметр пилы 450 мм	1
2	Прирезной с гусеничной подачей	ЦДК-4		То же, 400 мм	1
3	Круглопильный	Ц-5		То же, 500 мм	1
4	»	Ц-6		То же, 500 мм	1
5	Ребровой круглопильный	ЦР-4		Наибольший диаметр пилы 800 мм	1

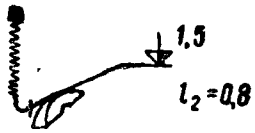
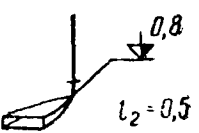
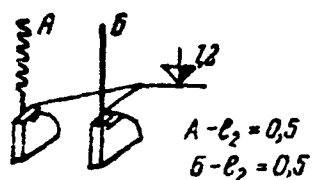
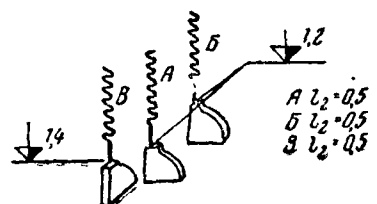
Таблица 12.1

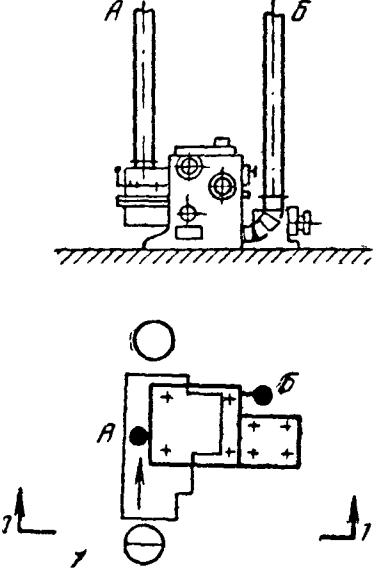
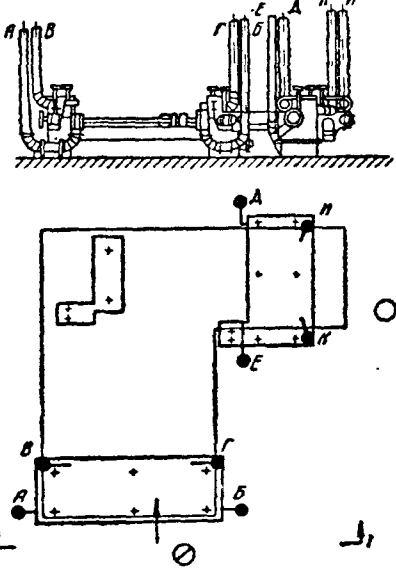
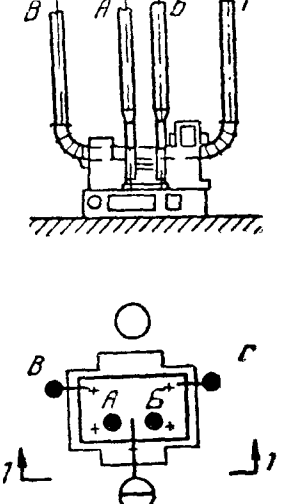
к деревообрабатывающим станкам (по данным Гипродревпрома)

Минимальные скорости в м/сек в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в м³/ч		Коэффициент местного сопротивле- ния ξ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
станки						
15	16	840	840	1	Опилки	
15	16	840	840	1	>	
15	16	840	840	1	>	
15	16	840	840	1	>	
15	16	960	960	1	>	

№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуски трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
6	Универсальный	УН		Диаметр пилы 400 мм	1
7	Усовочный	УС		Диаметр дисковой фрезы 210 мм	1
8	Концервнитель двухпильный	Ц2К-120		Диаметр пил 350 мм	2
9	Концервнитель форматный	SFKH-3320.3		Диаметр пил: А — 355 мм Б — 355 » В — 400 »	3

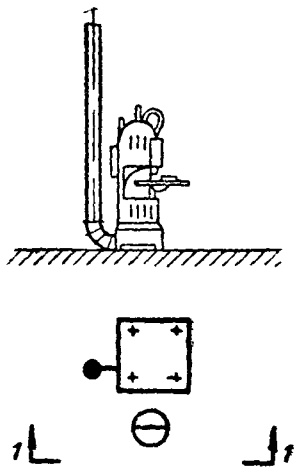
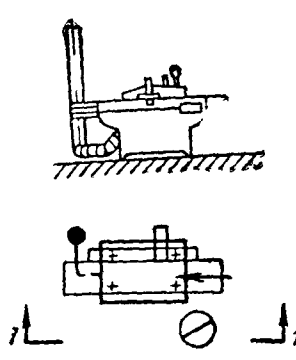
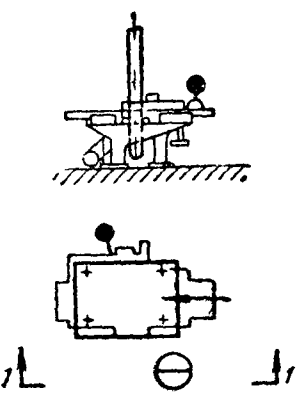
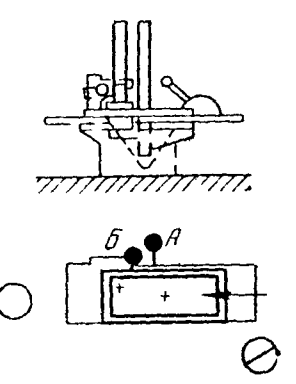
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в м/сек в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в м³/ч		Коэффициент местного сопротив- ления ξ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
15	16	840	840	1	Опилки	
15	16	840	840	1	»	
14	15	A—840 Б—840	1680	0,8	»	
14	15	A—840 Б—840 В—840	2540	0,8	»	

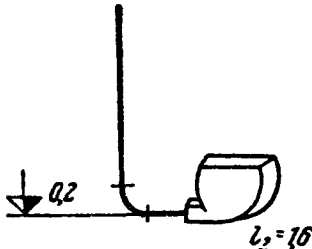
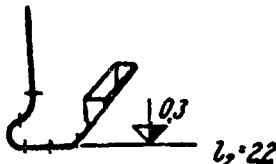
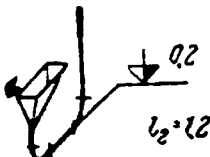
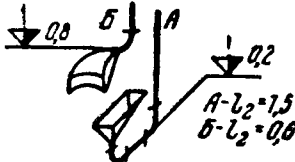
№ п.п.	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуски трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
10	Многопильный	ЦМР-1		Диаметр пил 300 мм	2
11	Концевая форматная	ЦФ-2		—	8
12	Концевая форматная двусторонняя	ПАРК-6		—	4

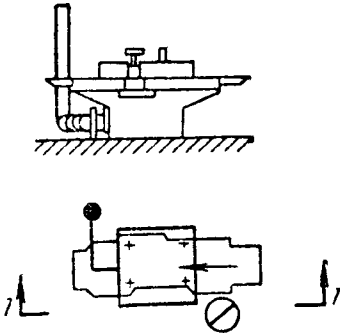
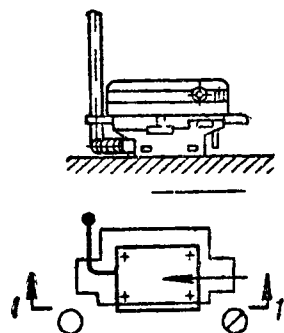
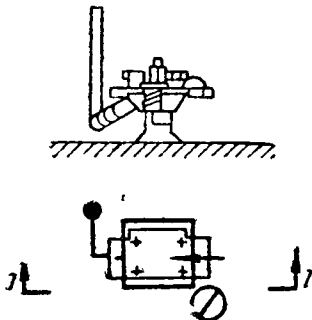
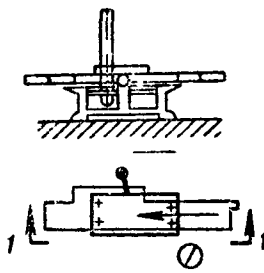
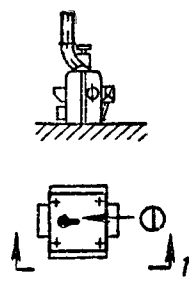
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в м/сек в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в м³/ч		Коэффициент местного сопротив- ления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
15	16	А—1200 Б—1000	2200	0,8	Опилки	Напольный отсос $A-l_2=0,5$ $B-l_2=0,6$
А—14 Б—14 В—17 Г—17 Д—14 Е—14 И—17 К—17	А—15 Б—15 В—18 Г—18 Д—15 Е—15 И—18 К—18	А—720 Б—720 В—840 Г—840 Д—720 Е—720 И—840 К—840	6240	$\left. \begin{matrix} А \\ Б \\ Е \end{matrix} \right\} 0,8$ $\left. \begin{matrix} Д \\ В \\ Г \\ И \\ К \end{matrix} \right\} 0,7$	Стружки	$A-l_2=1,0$ $Б-l_2=1,0$ $В-l_2=0,8$ $Г-l_2=0,6$ $A-l_2=1,0$ $Б-l_2=1,0$ $В-l_2=0,8$ $Г-l_2=0,6$
А—14 Б—14 В—17 Г—17	А—15 Б—15 В—18 Г—18	А—720 Б—720 В—840 Г—840	3120	$\left. \begin{matrix} А \\ Б \\ В \\ Г \end{matrix} \right\} 0,8$	Опилки Стружки	$A-l_2=0,5$ $Б-l_2=0,5$ $В-l_2=0,6$ $Г-l_2=0,6$

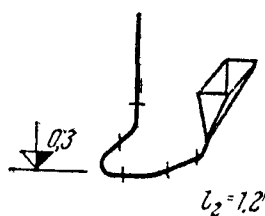
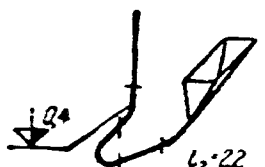
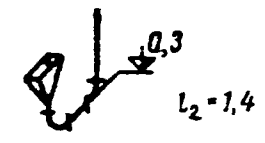
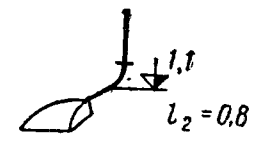
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуски трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
<i>Ленточнопильные</i>					
13	Ленточнопильный	ЛС-40		Наибольшая ширина пильной ленты 50 мм	1
<i>Строгальные</i>					
14	Фуговальный	СФ-4		Наибольшая ширина обрабатываемого материала 400 мм	1
15	Фуговальный	СФ4-4		Наибольшая ширина обрабатываемого материала 400 мм	1
16	Двусторонний фуговальный с механической подачей	С2Ф-4		То же, 400 мм	2

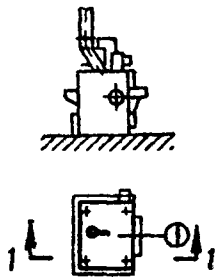
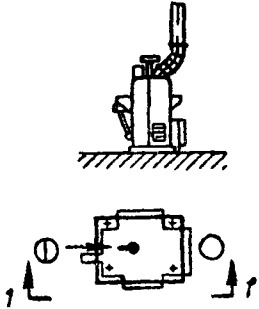
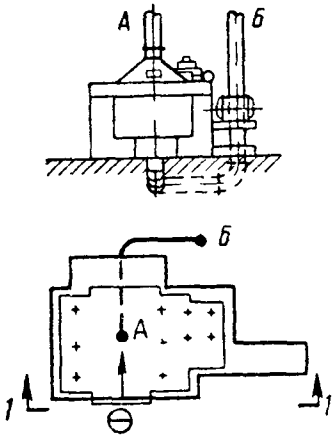
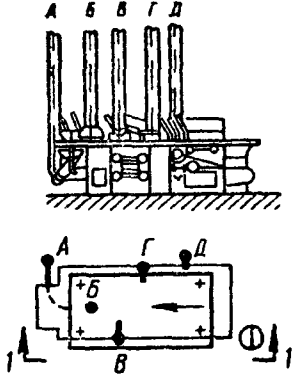
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в м/сек в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в м³/ч		Коэффициент местного сопротив- ления ξ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
станки						
15	16	1200	1200	0,8	Опилки	
станки						
17	18	1080	1080	1	Стружка	
17	18	1080	1080	1	>	
17	18	A—1080 Б—840	1920	1	>	

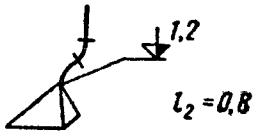
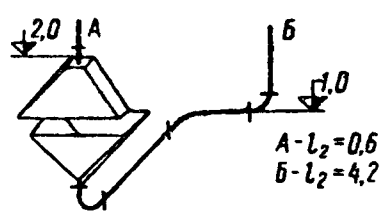
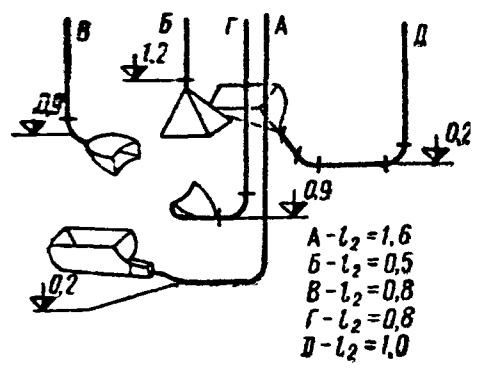
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением , опуска трубопровода ,	Характеристика станка	Количество отсо- сов
17	Станок фуговальный	СФ-6		Наибольшая ширина обра- батываемого материала 600 мм	1
18	Фуговальный с механической подачей	СФА-6		То же, 600 мм	1
19	Фуговальный	СФ25-1		То же, 250 мм	1
20	Фуговальный для лыж	ЛЫС		То же, 300 мм	1
21	Рейсмусовый односторонний	СРЗ-5		То же, 315 мм	1

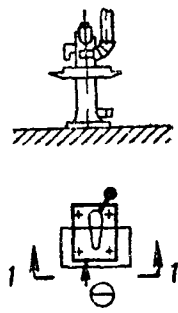
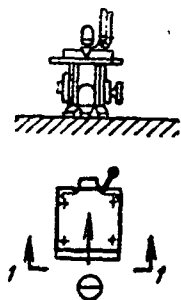
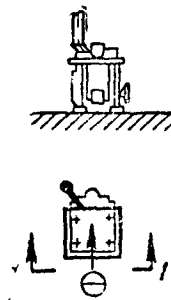
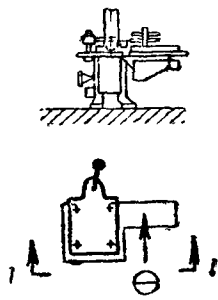
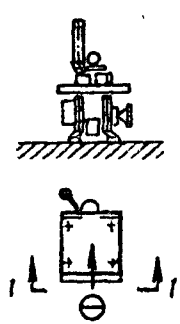
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в м/сек в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в м³/ч		Коэффициент местного сопротив- ления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
17	18	1320	1320	1	Стружка	
17	18	1320	1320	1	"	
17	18	960	960	1	"	
17	18	1080	1080	1	"	
17	18	1080	1080	1	"	

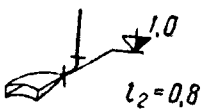
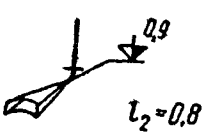
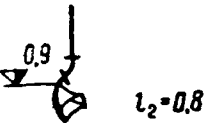
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуски трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
22	Рейсмусовый односторонний	CP6-6		Наибольшая ширина обрабатываемого материала 600 мм	1
23	То же	CP6-7		То же, 600 мм	1
24	Рейсмусовый двусторонний	CP2-12-1		То же, 1200 мм	2
25	Четырехсторонний строгальный	C-16		Наибольшая ширина обрабатываемой детали 160 мм	5

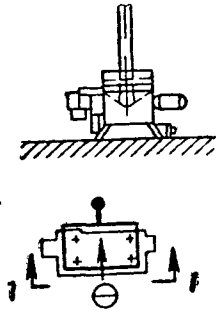
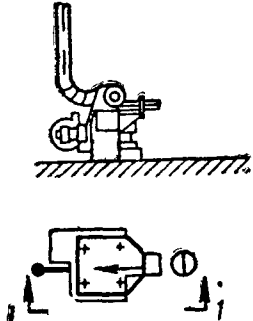
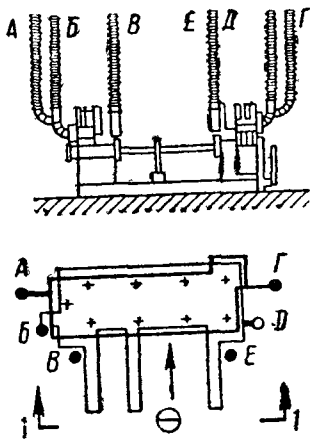
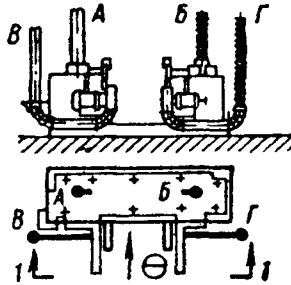
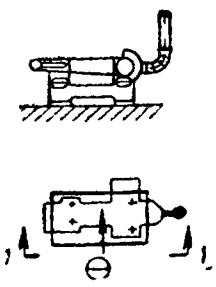
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в м ³ /ч		Коэффициент местного сопротив- ления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
16	18	1320	1320	1	Стружка	
17	18	1320	1320	1	»	
18	19	A—2500 Б—2500	5000	1		
A—18 Б—18 В—17 Г—17 Д—18	A—19 Б—19 В—19 Г—19 Д—19	A—1500 Б—1500 В—1080 Г—1080 Д—1500	6660	1	»	

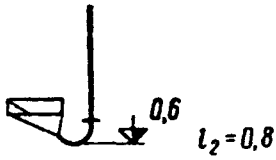
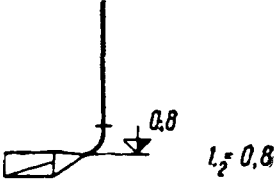
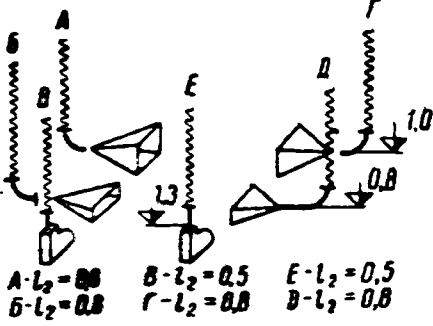
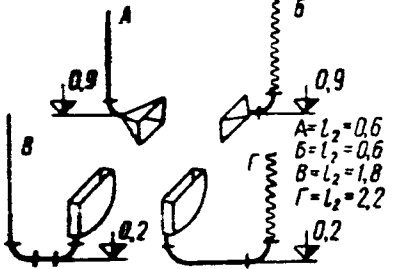
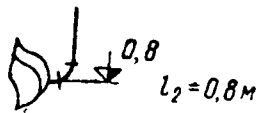
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуск трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
Фрезерные					
26	Фрезерный с верхним расположением шпинделя	ВФК-1		—	1
27	Фрезерный	Ф-4		—	1
28	Станок фрезерный легкий	Ф-6		—	1
29	Станок фрезерный с шипорезной кареткой	ФШ-4		—	1
30	Станок фрезерный с автоматической подачей цепной звездочкой	ФА-4		—	1

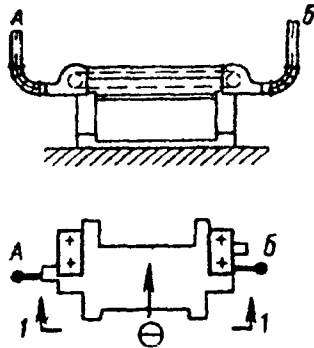
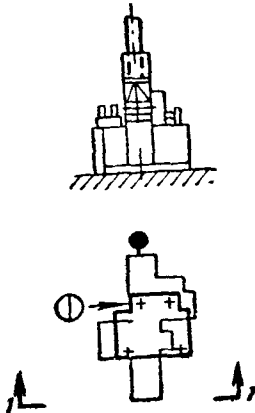
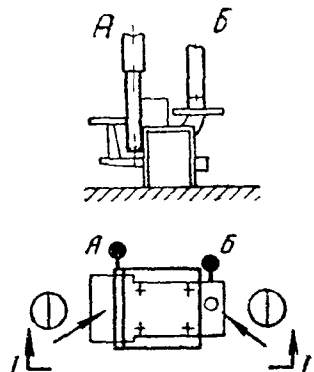
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в м/сек в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в м³/ч		Коэффициент местного сопротив- ления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
станки						
17	18	960	960	0,8	Стружка	
17	18	960	960	0,8	»	
17	18	960	960	0,8	»	
17	18	960	960	0,8	»	
17	18	960	960	0,8	»	

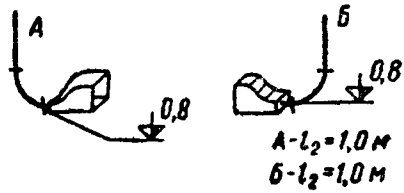
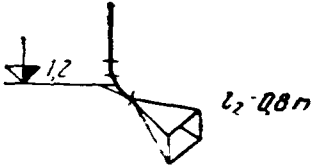
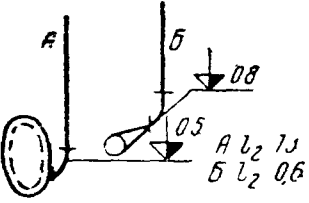
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуски трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
31	Многошпиндельный шнпоре- зный полуавтомат «ласточ- кин хвост»	ШЛХ-2		Наибольшая ширина обраба- тываемого материала 650 мм	1
32	Шнпоре-зный ящичный одно- сторонний	ШПА-40		То же, 400 мм	1
33	Шнпоре-зный двусторонний	ШД-10 ШД-15		Круглая пила $d=350$ мм Шнпоре-зная головка $d=$ $=236$ мм Дисковая фреза $d=300 \div 350$ мм	2 2 2
34	Шнпоре-зный двусторонний автомат	Ш2ПА; Ш2ПА-2		Шнпоре-зная головка: а) максимальный диаметр резания 250 мм б) высота фрезерования 250 мм Круглая пила $d=350$ мм	2 2
Шлифовальные					
35	Шлифовально-ленточный с неподвижным столом	ШЛНС-2		Ширина ленты 350 мм	1

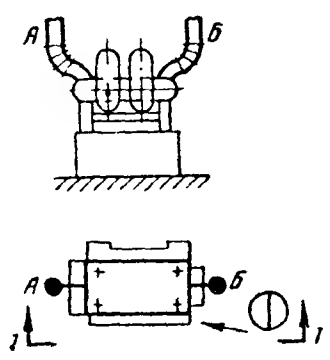
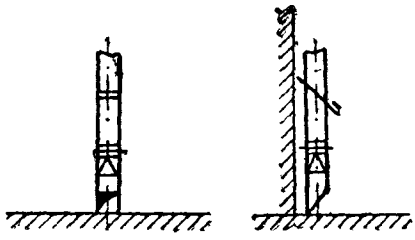
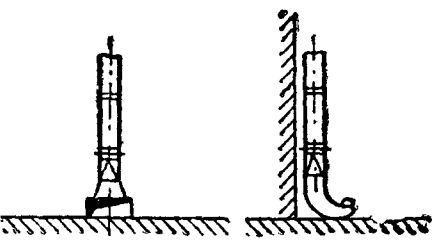
Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в м/сек в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в м³/ч		Коэффициент местного сопротив- ления ξ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
17	18	1080	1080	1	Опилки	
17	18	1080	1080	1	»	
A-17 Б-15 В-15 Г-17 Д-15 Е-15	A-18 Б-16 В-16 Г-18 Д-16 Е-16	A-1600 Б-840 В-720 Г-1600 Д-840 Е-720	6320	$\left. \begin{matrix} Б \\ В \\ Е \end{matrix} \right\} 0,8$ $\left. \begin{matrix} Д \\ А \\ Г \end{matrix} \right\} 1$	» Стружка	
A-17 Б-17 В-14 Г-14	A-18 Б-18 В-15 Г-15	A-1200 Б-1200 В-720 Г-720	3840	$\left. \begin{matrix} А \\ Б \end{matrix} \right\} 0,8$ $\left. \begin{matrix} В \\ Г \end{matrix} \right\} 1$	Стружка Опилки	
станки						
10	—	1800	1800	0,8	Пыль	

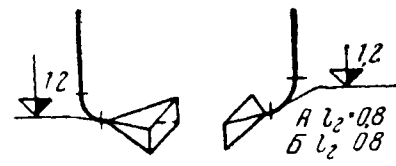
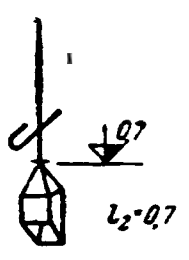
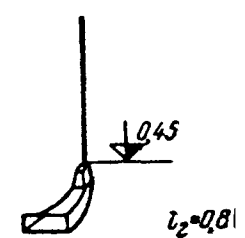
№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуск трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
36	Шлифовально-ленточный	Шл ПС-2		Ширина ленты 150 мм	2
37	Шлифовальный двухленточный	ШлПФ-2		То же	1
38	Шлифовальный с диском и бобиной	ШЛДБ-3		Диаметр диска 750 мм Диаметр бобины 90 мм	2

Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в м/сек в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в м ³ /ч		Коэффициент местного сопротив- ления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
A—10 Б—10	—	A—1200 Б—1200	2400	0,8	Пыль	 A—$l_2=1,0$ м Б—$l_2=1,0$ м
10	—	1500	1500	0,8		 $l_2=0,8$ м
10	—	A—1000 Б—1000	2500	A—0,8 Б—1		 A $l_2=1,5$ Б $l_2=0,6$

№ п/п	Станок	Марка станка	Эскиз станка и план с расположением опуска трубопровода	Характеристика станка	Количество отсосов
39	Шлифовально-щеточный	ШЛЩ		Диаметр щетки 300 мм	2
Напольные					
40	Напольный отсос, тип I	—		—	1
41	То же, тип II	—		—	1

Продолжение табл. 12.1

Минимальные скорости в м/сек в трубопроводах при влажности		Минимальное количество отсасываемого воздуха в м³/ч		Коэффициент местного сопротив- ления ζ	Вид отходов	Принципиальная схема присоединения (вид с рабочего места)
менее 20%	более 20%	от каждого приемника	всего			
10	—	A—1200 Б—1200	2400	0,8	Пыль	
отсосы						
18	19	1100	1100	0,8	—	
18	19	1100	1100	0,8	—	

вается разгрузочным устройством, циклоном или направляющим насадком.

При необходимости поочередной подачи материала в несколько пунктов на нагнетательном трубопроводе

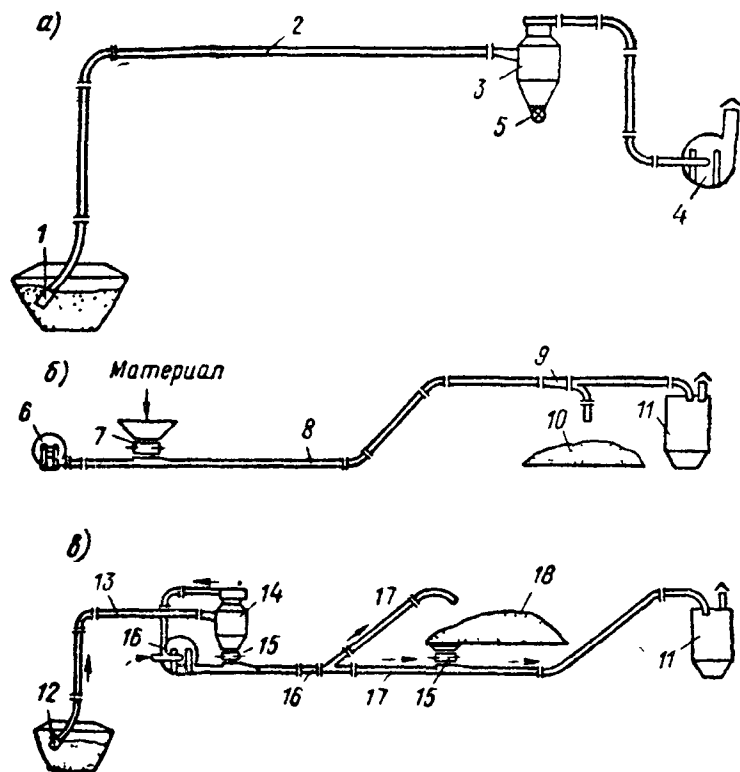


Рис. 125. Схемы пневмотранспортных установок

а — всасывающей; б — нагнетательной; в — комбинированной: 1 — сопло; 2 — трубопровод; 3 — циклон; 4 — вентилятор; 5 — разгрузитель; 6 — воздушная машина; 7 — питатель; 8 — трубопровод; 9 — переключатель; 10 — измельченная древесина; 11 — бункер; 12 — сопло; 13 — всасывающий трубопровод; 14 — циклон; 15 — питатель; 16 — переключатель; 17 — нагнетательный трубопровод; 18 — щепа

устанавливают переключатели направления потока аэро-смеси. Нагнетательные системы работают при весовых концентрациях смеси $\mu = 2-3$ и применяются для транспортировки измельченных древесных отходов на расстояние до 1,5 км.

Комбинированные установки (рис. 12.5, в) применяются при необходимости сбора или выгрузки измельченного материала из нескольких пунктов и передачи его на расстояние до 1 км. К комбинированным установкам относятся также системы с последовательным расположением вентиляторов на промежуточных станциях перекачки. Коэффициент полезного действия их значительно ниже систем, описанных ранее.

В системах с промежуточными станциями применяются пылевые вентиляторы типа ЦП7-40, так как вентиляторы высокого давления, воздуходувки и нагнетатели не приспособлены к пропуску твердых частиц через рабочее колесо машины.

Б. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ ПНЕВОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

Воздуходувные машины. Вентиляторы служат для отсоса и нагнетания воздуха при давлениях до 1000 кг/м^2 , воздуходувки применяются для нагнетания воздуха при давлениях от 0,1 до 3 кг/см^2 , а компрессоры — при давлениях выше 3 кг/см^2 . В табл. 12.2 приведена техническая характеристика ряда воздуходувных машин, выпускаемых в СССР.

Загрузочные устройства. Назначение загрузочных устройств (питателей) состоит в обеспечении равномерной подачи материалов в рабочий трубопровод из пространства с более низким давлением. Для этой цели применяются эжекционные воронки, винтовые питатели и шлюзовые питатели барабанного типа.

Эжекционные воронки (рис. 12.6) простые, малогабаритные и надежные устройства для загрузки материалов в нагнетательный трубопровод. В связи с низким коэффициентом полезного действия (0,6—0,7) их применяют в низконапорных пневмотранспортных уста-

Характеристика центробежных компрессорных машин типов ТВ и ТГ

Таблица 12.2

Тип машины	Параметры машины при нормальном режиме						Привод			Вес об- щий в кг
	$L, \text{ м}^3/\text{ч}$	$P_K \text{ в кг м}^2$	$P_a \text{ в атм}$	$t_H \text{ } ^\circ\text{C}$	$n \text{ в об/мин}$	$N \text{ в квт}$	Тип электро- двигателя	$N \text{ в квт}$	$n \text{ в об/мин}$	
Воздуходувки										
ТВ— 50—1,6	3000	6000	I	20	2950	70	A—91—2	100	2950	5425
ТВ— 80—1,2	5000	2000	I	20	2950	43	A—81—2	55	2950	3150
ТВ— 80—1,4	5000	4000	I	20	2950	70	A—91—2	100	2950	4560
ТВ— 80—1,6	5000	6000	I	20	2950	117	A—92—2	125	2950	5820
ТВ—150—1,12	9000	1200	I	20	2950	45	A—83—2	55	2950	1983
ТВ—250—1,12	15000	1200	I	20	2950	80	АО—94—2	100	2950	3385
ТВ—350—1,06	21000	600	I	20	2950	50	A—81—2	55	2950	2040
Газодувки при работе на воздухе										
ТГ— 25—1,4	3500	7500	I	20	2950	90	—	—	—	—
ТГ— 42—1,2	2500	3800	I	20	2950	40	—	—	—	—
ТГ— 50—1,9	3000	9500	I	20	2950	100	—	—	—	—
ТГ— 60—1,8	3500	8000	I	20	2950	100	A— 92—2	125	2950	6272
ТГ— 60—1,12	3500	8000	I	20	2950	100	—	—	—	—
ТГ— 80—1,4	5000	4000	I	20	2950	80	A— 92—2	125	2950	4730
ТГ— 80—1,6	5000	6000	I	20	2950	117	A— 92—2	125	2950	6175
ТГ— 80—1,8	5000	7500	I	20	2950	140	A—102—2	200	2950	7695
ТГ—125—1,1	7500	1100	I	20	2950	45	АО— 83—2	50	2950	2250
ТГ—150—1,08	27000	850	I	20	2950	90	АО— 94—2	100	2950	3690

новках. В эжекционной воронке происходит преобразование избыточного полного давления воздушного потока в динамическое давление путем уменьшения живого сечения воздухопровода перед загрузочным окном так, чтобы в открытых сечениях воронки I—I и II—II статическое давление равнялось нулю.

Давление воздушного потока в транспортном трубопроводе за эжекционной воронкой P_2 равняется сопротивлению трубопроводов и оборудования, расположенных за воронкой.

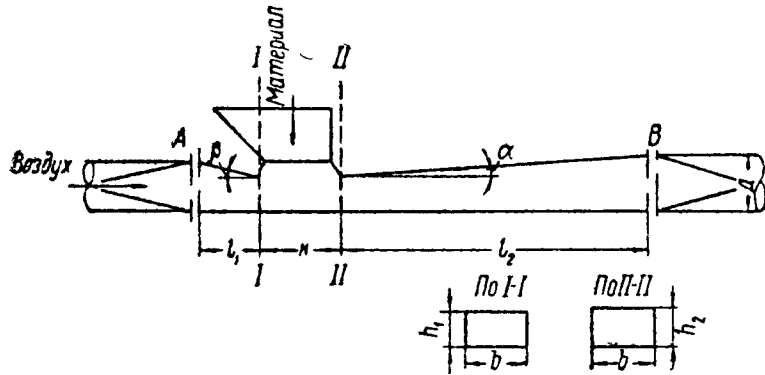


Рис. 12.6. Эжекционная загрузочная воронка

A, B — сечения трубопровода; β — угол сходимости конфузора; l_1 — длина конфузора; K — длина смесительной камеры; l_2 — длина диффузора; α — угол конусности диффузора; h_1, h_2 — высота живого сечения эжекционной воронки в сечениях I—I и II—II; b — ширина эжекционной воронки в сечениях I—I и II—II

Полное давление в сечении I—I (рис. 12.6)

$$P_1 = P_2 \frac{1+z}{\eta} \text{ кг/м}^2, \quad (12.4)$$

где P_2 — полное давление в транспортном трубопроводе в кг/м²; z — величина, характеризующая подсос воздуха через эжекционную воронку: $z \leq 0,1 \div 0,15$; η — коэффициент полезного действия эжекционной воронки, $\eta = 0,6 \div 0,7$.

Скорость воздушного потока в сечении I—I эжекционной воронки

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gP_1}{\gamma}} \text{ м/сек}, \quad (12.5)$$

где g — ускорение силы тяжести: $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$

Площадь живого сечения в поперечнике I—I

$$F = \frac{L}{3600v_1} \text{ м}^2, \quad (12.6)$$

где L — часовой расход воздуха в м³/ч.

Ширина воронки принимается равной:

$$b = (0,8 \div 0,9) D \text{ м}, \quad (12.7)$$

где D — диаметр трубопровода в м.

Длина открытого участка воронки

$$K = (0,5 \div 1) b \text{ м}, \quad (12.8)$$

Высота воронки h_1 в сечении I—I

$$h_1 = \frac{F}{b} = \frac{L}{3600bv_1} \text{ м}. \quad (12.9)$$

При наличии подсоса воздуха высота эжекционной воронки в сечении II—II

$$h_2 = \frac{L(1+z)}{3600bv_2} \text{ м}. \quad (12.10)$$

Трубопровод в сечениях A и B должен иметь квадратное поперечное сечение со стороной, равной:

$$a = \sqrt{0,785 D} \text{ м}. \quad (12.11)$$

Длина конфузора

$$l_1 = (a - h_1) \text{ctg } \beta \text{ м}. \quad (12.12)$$

Причем оптимальное значение угла β равно $25 \div 30^\circ$.

Длина диффузора

$$l_2 = (a - h_2) \text{ctg } \alpha \text{ м}. \quad (12.13)$$

Причем оптимальное значение угла α равно $6 \div 8^\circ$.

Общая длина эжекционной воронки равна:

$$L = l_1 + K + l_2 \text{ м}. \quad (12.14)$$

Необходимо стремиться к уменьшению величины подсоса воздуха через воронку до нуля. Высота эжекционной воронки h_2 должна обеспечивать свободное прохождение в трубопровод материала, поступающего из загрузочной воронки.

Пример 12.1. Определить размеры эжекционной воронки, предназначенной для подачи щепы в нагнетательный трубопровод, при расходе воздуха $6500 \text{ м}^3/\text{ч}$ и удельном весе воздуха $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$. Полное давление в трубопроводе за эжекционной воронкой равно 300 кг/м^2 , максимальный размер частиц поступающего материала $25 \times 25 \times 5 \text{ мм}$; диаметр трубопровода $D = 300 \text{ мм}$.

Решение. Определяем полное давление воздушного потока перед эжекционной воронкой по формуле (12.4):

$$P_1 = 300 \frac{1+0,1}{0,6} = 550 \text{ кг/м}^2.$$

Скорость воздушного потока в сечении I—I по формуле (12.5)

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 550}{1,2}} = 94,8 \text{ м/сек}.$$

Площадь живого сечения воронки I—I по формуле (12.6)

$$F = \frac{6500}{3600 \cdot 94,8} = 0,019 \text{ м}^2.$$

Размеры эжекционной воронки определяют по формулам (12.7) — (12.14)

Ширина сечения воронки

$$b = 0,8 \cdot 0,3 = 0,24 \text{ м}.$$

Длина загрузочного окна $K = 0,24 \text{ м}$.

Высота эжекционной воронки в сечении I—I

$$h_1 = \frac{0,019}{0,24} = 0,079 \text{ м}.$$

Высота эжекционной воронки в сечении II—II

$$h_2 = \frac{6500(1+0,1)}{3600 \cdot 0,24 \cdot 94,8} = 0,086 \text{ м}.$$

Сторона квадрата трубопровода в сечениях A и B равна:

$$a = \sqrt{0,785 D} = \sqrt{0,785 \cdot 0,30} = 0,267 \text{ м}.$$

Длина конфузора

$$l_1 = (0,267 - 0,079) \text{ctg } 30^\circ = 1,73 \cdot 0,188 = 0,325 \text{ м},$$

Длина диффузора

$$l_2 = (0,267 - 0,086) \text{ctg } 6^\circ = 1,72 \text{ м}.$$

Длина эжекционной воронки

$$L = 0,325 + 0,24 + 1,72 = 2,28 \text{ м}.$$

Винтовой питатель (рис. 12.7). Винт (шнек), вращающийся в цилиндрическом кожухе, имеет переменный шаг, уменьшающийся по направлению к смесительной камере. Этим обеспечивается уплотнение материала, препятствующего прониканию сжатого воздуха в загрузочную воронку. Степень уплотнения материала регулируется клапаном. Недостатком винтовых питателей является

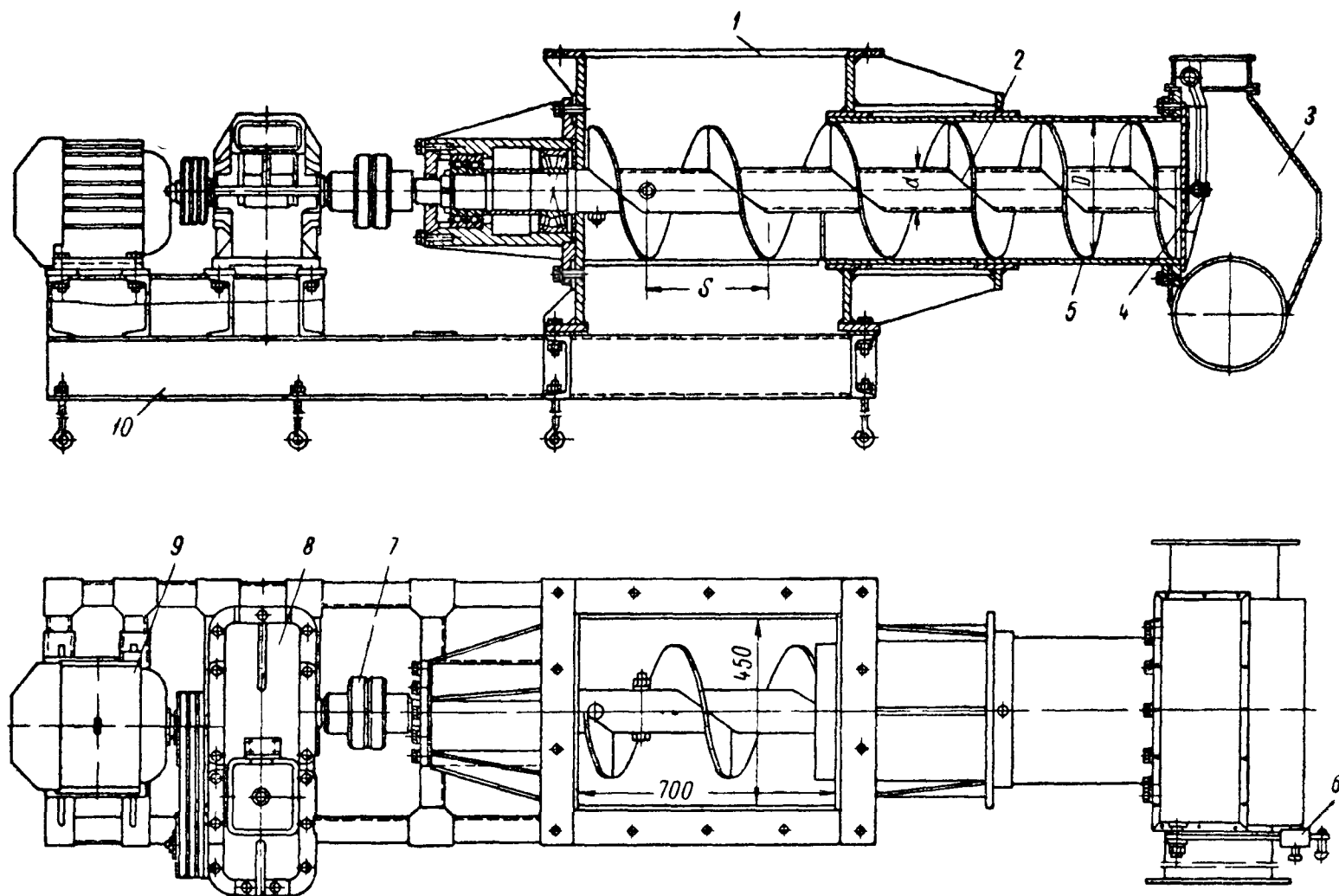


Рис. 12.7. Винтовой питатель

1 — загрузочная воронка, 2 — винт; 3 — смесительная камера; 4 — клапан; 5 — кожух; 6 — противовес; 7 — муфта; 8 — редуктор, 9 — электродвигатель; 10 — рама

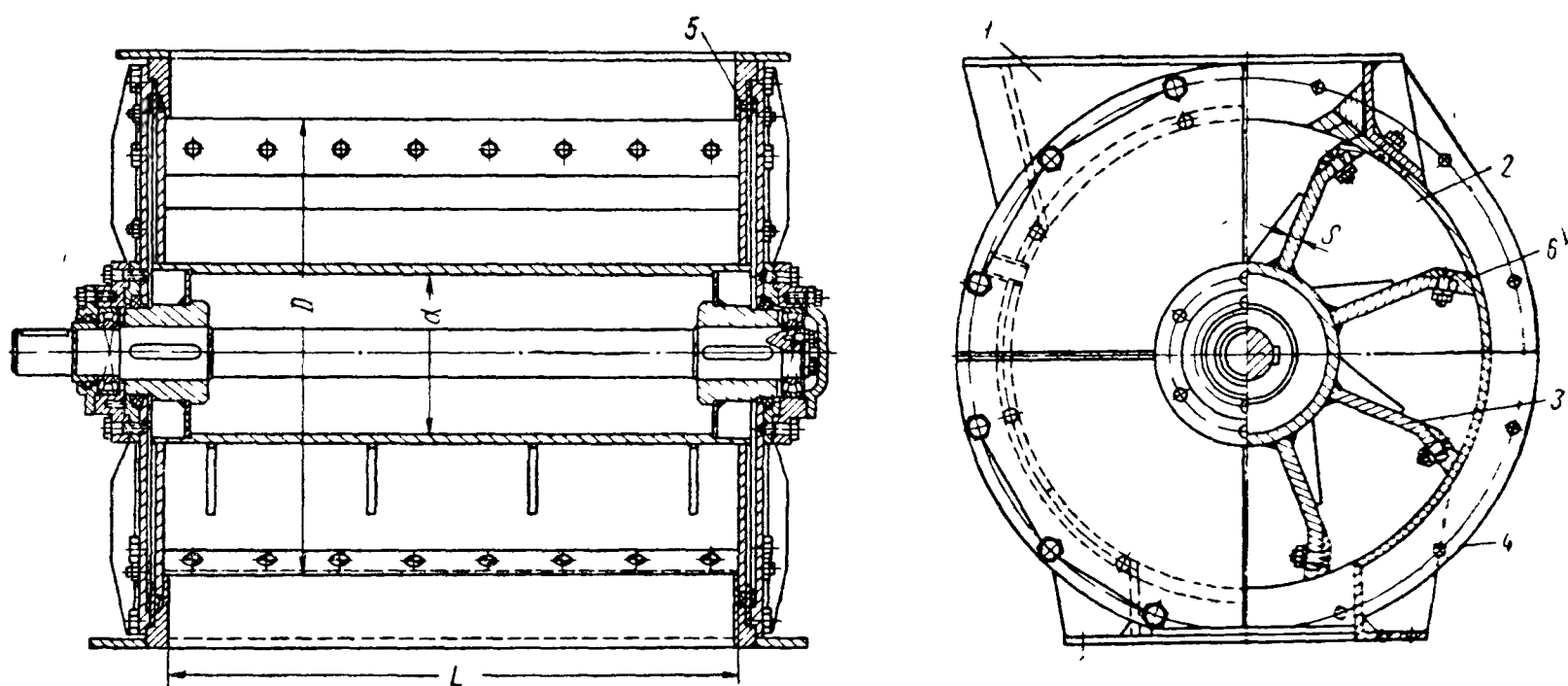


Рис. 12.8. Шлюзовой питатель барабанного типа конструкции ЦНИМЭ

1 — загрузочная воронка; 2 — ячейка; 3 — ротор, 4 — статор; 5 — сальник; 6 — нож

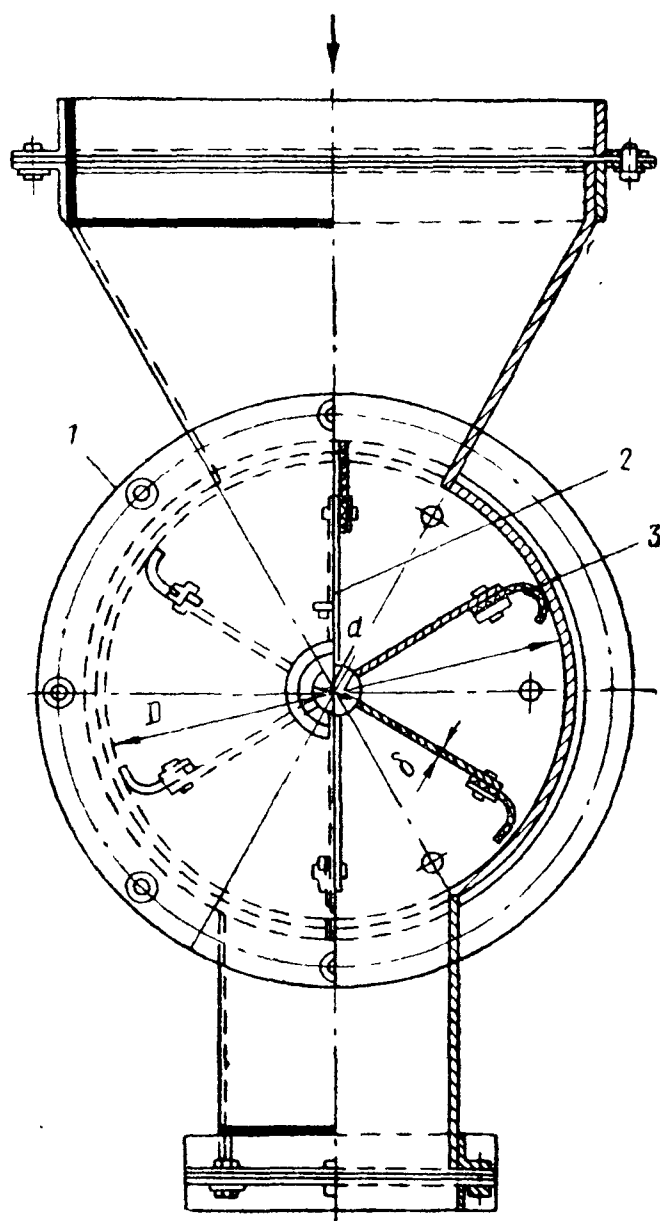


Рис. 12.9. Шлюзовой питатель барабанного типа с гибкими наконечниками на лопастях ротора конструкции Гипродрева

1 — корпус (статор); 2 — барабан; 3 — гибкий наконечник (резина)

Применяются также шлюзовые питатели с гибкими наконечниками на лопастях ротора конструкции Гипродрева (рис. 12.9).

Производительность барабанного питателя определяется по формуле

$$П_ч = 60L \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} - \frac{D-d}{2} \delta m \right) n K \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (12.16)$$

где L — длина питателя в м;

D — наружный диаметр ротора питателя в м;

d — внутренний диаметр ротора питателя в м; $d \approx \frac{D}{4}$;

δ — толщина лопасти ротора питателя в м; $\delta = 0,012 \div 0,014$;

m — число лопастей; $m = 6 \div 12$;

n — число оборотов ротора питателя в об/мин; $n = 15 \div 45$;

K — коэффициент заполнения ячеек ротора; $K = 0,5 \div 0,6$.

Трубопроводы на горизонтальных прямолинейных участках изготавливаются из листовой стали толщиной 2—3 мм и диаметром от 100 до 600 мм, а в высоконапорных установках применяются стальные цельнотянутые трубы по ГОСТ 9567—60 с толщиной стенок до 5 мм.

Секции трубопровода соединяются электросваркой и на фланцах. Колена соединяются только при помощи фланцев. Это облегчает разборку труб и смену износившихся колен, а также облегчает периодическое поворачивание трубопровода для того, чтобы он равномерно изнашивался по периметру.

Между фланцами прокладывается паронит, резина, фибра или картон. Во избежание сужения проходного отверстия труб диаметр отверстия прокладок должен быть больше внутреннего диаметра трубы на 3—4 мм.

Переключатели предназначены для переключения потока аэросмеси в месте разветвления трубопровода. В отечественной практике нашли применение многопозиционные переключатели револьверного типа (рис. 12.10).

К рычагу, вращающемуся вокруг оси, прикреплен патрубок, соединенный при помощи соединительного патрубка и поворотного фланца с напорным воздухопроводом системы пневмотранспорта. Поворотом рычага при помощи ручки патрубок устанавливается против отверстия воздухопровода, в который нужно направить транспортируемый материал.

Запорные задвижки (клиновые и параллельные) устанавливаются на всасывающем трубопроводе или между воздушной машиной и загрузочным устройством и используются для дросселирования воздушного

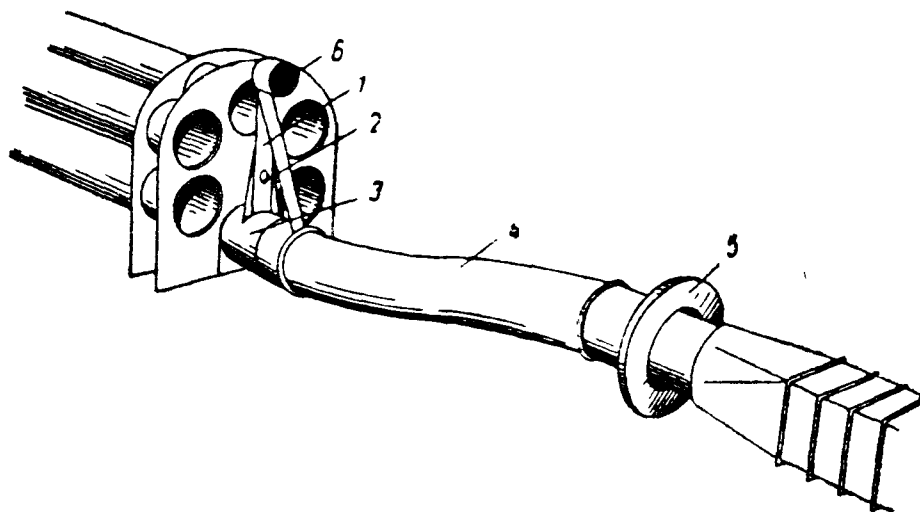


Рис. 12.10. Переключатель трубопроводов

1 — поворотный рычаг; 2 — ось; 3 — патрубок; 4 — соединительный патрубок; 5 — поворотный фланец; 6 — ручка с противовесом

ляется их большая энергоемкость и интенсивный износ винта.

Часовая производительность шнекового питателя

$$П_ч = 60 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) S n \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (12.15)$$

где D — наружный диаметр винта в м;

d — диаметр вала в м;

S — шаг винта; $S = (0,8 \div 1) D$;

n — число оборотов винта в 1 мин.

Шлюзовые питатели барабанного типа конструкции ЦНИИМЭ (рис. 12.8) работают при числе оборотов ротора в пределах от 15 до 45 об/мин.

В целях уменьшения утечки воздуха из нагнетательного трубопровода через питатель между ротором и статором делается зазор порядка 0,2—0,3 мм. Дополнительно между торцовыми стенками ротора и корпусом статора установлены сальниковые уплотнения. Рекомендуемое отношение длины ротора питателя к его диаметру 0,8—1,5.

потока в период пуска установки. Для вентиляторов часто применяются шибберные заслонки.

Компенсаторы. На прямолинейных трубопроводах длиной более 100 м устанавливаются сальниковые компенсаторы, предназначенные для гашения температурных удлинений трубопровода.

В. РАСЧЕТ МЕЖЦЕХОВЫХ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

Расчетом определяется расход воздуха L м³/ч, давление воздуха P кг/м² и внутренний диаметр трубопровода D м.

Расход воздуха для пневмотранспортной установки определяют по формуле

$$L = \frac{3600G_m}{\gamma_v \mu} \text{ м}^3 \text{ ч}, \quad (12.17)$$

где G_m — расход материала в кг/сек;

γ_v — удельный вес воздуха при нормальных условиях всасывания в кг/м³;

μ — весовая концентрация: в практике обычно $\mu=1-3$.

Средняя рабочая скорость движения воздуха в трубопроводе для устойчивого перемещения материала зависит от рода материала, условий пневмотранспортирования, концентрации смеси, диаметра трубопровода. Рекомендуемые весовые концентрации смеси и скорости ее движения приведены в табл. 12.3.

Таблица 12.3

Весовые концентрации смеси и скорости ее движения

Материал	Весовая концентрация аэросмеси	Скорость воздуха в м/сек
Опилки от круглых и ленточных пил	0,2—0,6	14—16
Стружка от фуговочных, рейсмусовых, фрезерных станков	0,2—0,7	17—18
Щепа сортированная для производства целлюлозы	2	24—28
Щепа технологическая из отходов лесозаготовок ¹	1	23
Щепа несортированная из отходов лесозаготовок	1—3	25
Щепа крупная из отходов лесозаготовок	1—3	27

¹ Данные для щепы, полученной из отходов лесозаготовок на рубильных машинах ДУ-2

Трубопроводы пневмотранспорта низкого давления рассчитываются по указаниям, приведенным в главе 14.1 «В». В системах среднего и высокого давления влияние степени сжатия воздуха и изменения его температуры на гидравлические потери давления значительны и должны учитываться расчетом. Подробно расчет данных систем изложен в работе Л. И. Качелкина и др. «Использование отходов лесозаготовок».

ГЛАВА 13

КОНСТРУКТИВНЫЕ УКАЗАНИЯ ПО СИСТЕМАМ МЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ

13.1. КОМПОНОВКА ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

А. РАЗМЕЩЕНИЕ ПРИТОЧНЫХ И ВЫТЯЖНЫХ КАМЕР

Приточные камеры и кондиционеры рекомендуется размещать в нижних частях зданий (преимущественно в первых этажах), вытяжные камеры — в верхних частях зданий (верхние этажи и чердаки). В производственных зданиях вытяжные камеры располагают на площадках внутри помещений, антресолях, этажерках и на крышах, если это допустимо по правилам пожарной профилактики (глава 21). Приточные камеры рекомендуется располагать у наружных стен. В широких многопролетных зданиях часть камер можно располагать в специальных пролетах, обеспечивая забор воздуха для них из незагрязненной зоны.

В многоэтажных зданиях с большим количеством вентиляционных систем рекомендуется устраивать технические этажи.

Вытяжные агрегаты, устанавливаемые на площадках и антресолях внутри рабочих помещений, как правило, следует располагать в отдельных помещениях (камерах).

Не следует располагать в одной камере агрегаты приточных и вытяжных вентиляционных систем.

Указания по размещению и устройству камер, об-

служивающих взрывоопасные помещения, приведены в главе 21.

При компоновке вентиляционных систем и размещении камер необходимо руководствоваться следующими соображениями:

1) протяженность воздуховодов по возможности не должна превышать 50 м;

2) вентиляционные системы должны обслуживать помещения, близкие по характеру производства и метеорологическим условиям;

3) недопустимо объединение вытяжных систем, отсасывающих пыльный и влажный воздух, легко конденсирующиеся пары и пыль, ядовитые вещества и другие вредные выделения, при смешении которых создается ядовитая, воспламеняющаяся или взрывоопасная механическая смесь или химическое соединение (глава 21), горючие вещества и горячие газы (например, отсосы от масляных ванн и термических печей);

4) необходимо учитывать противопожарные требования, приведенные в разделе III

Б. ВОЗДУХОВОДЫ

Воздуховоды вентиляционных систем следует устраивать так, чтобы при наименьшей их протяженности обеспечивались метеорологические условия во всех рабочих зонах помещения.

Как правило, воздуховоды следует предусматривать круглого сечения. Применение прямоугольных воздуховодов должно быть обосновано архитектурными или другими требованиями.

Вытяжку из верхней зоны производственных помещений по возможности следует устраивать без разводящих воздуховодов при помощи фонарей, шахт, дефлекторов и крышных вентиляторов.

Нагнетательные (выбросные) участки воздуховодов вытяжных систем, как правило, не должны прокладываться через другие помещения. При необходимости такой прокладки должны быть приняты меры к предотвращению попадания загрязненного воздуха в эти помещения.

Рекомендации по конструкциям и прокладке воздуховодов в жилых и общественных зданиях даны в главе 6.

В производственных помещениях, как правило, применяют воздуховоды из листовой стали, толщина которой при изготовлении воздуховодов общего назначения принимается от 0,57 до 1 мм, для аспирационных систем, в зависимости от абразивных свойств пыли, — от 1,25 до 2 мм.

При транспортировании воздуха с повышенной влажностью применяют воздуховоды из оцинкованной стали.

При перемещении воздуха, содержащего химически активные пыль, газы, пары, кислоты и щелочи, применяют воздуховоды, изготавливаемые из кислотостойкой стали, листовой стали с защитными покрытиями, станина, винипласта, керамики и кислотоупорного бетона.

Винипластовые воздуховоды ввиду их хрупкости следует применять при расположении их в местах, не подверженных механическим воздействиям (ударам, смещениям и т. п.), а также при температуре среды не выше 50°С и при отсутствии паров органических растворителей. Толщину винипласта при изготовлении воздуховодов следует принимать по табл. 14.3.

Металлические и винипластовые воздуховоды крепятся при помощи кронштейнов или подвесок. Расстояние между кронштейнами (подвесками) не должно превышать указанных в табл. 13.1.

Таблица 13.1

Расстояние между кронштейнами (подвесками)

Вид воздуховода	Максимальное расстояние в м
Металлические неизолированные при диаметре или размере большей стороны до 400 мм	4
То же, более 400 мм	3
То же, вертикальные всех размеров	4
Винипластовые всех размеров:	
горизонтальные	2—2,5
вертикальные	3

Воздуховоды, прокладываемые под полом (в грунте), изготавливают из кирпича или бетона и перекрывают несъемными плитами. При переходе с одного сечения канала на другое следует менять один из размеров (ширину или высоту).

Для периодической чистки подпольных каналов в их перекрытиях устраивают люки, которые располагают: при непроходных каналах — на всех поворотах, ответвлениях и через 5 м на прямых участках; при по-

лупроходных каналах (не менее 700×900) — не более чем через 20 м, располагая их преимущественно на поворотах и против ответвлений, при проходных каналах — не более чем через 50 м.

В цехах с мокрым процессом производства и при транспортировании влажного воздуха (например, в гальванических, травильных и других цехах) воздуховоды прокладываются с уклоном не менее 0,01 в сторону дренажных устройств.

Для дренажа воздуховодов в их нижних точках устраиваются сифоны из труб диаметром более 20 мм. В подпольных каналах устанавливаются трапы с отводом воды в канализацию. При невозможности устройства отвода воды в канализацию в нижней точке канала делают приямок для периодической откачки воды. Приямок располагают под люком.

Воздуховоды аспирационных систем и пневмотранспорта, как правило, прокладывают поверху. В случае необходимости расположения их под полом стальные воздуховоды укладываются в кирпичных или бетонных каналах, перекрываемых съемными плитами.

Присоединение ответвлений воздуховодов к магистралям в системах аспирации и пневмотранспорта делают сбоку или сверху, но не снизу.

В. ЗАПОРНЫЕ И РЕГУЛИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

В качестве запорных и регулирующих устройств применяют шиберы, клапаны (заслонки) и направляющие аппараты (см. главу 15).

Клапаны более надежны в эксплуатации и имеют меньшие наружные габариты. В воздуховодах, расположенных в труднодоступных местах, применяют клапаны с механическим приводом и дистанционным управлением.

На воздуховодах систем общего назначения клапаны устанавливают:

а) на ответвлениях, которые требуют выключения или регулирования количества воздуха в процессе эксплуатации;

б) перед всеми воздухораздаточными устройствами приточной вентиляции (воздухораспределители, приточные насадки и т. п.) и воздухоприемными устройствами общеобменной вытяжной вентиляции, которые не имеют в своей конструкции регулирующих и закрывающих устройств;

в) у всех местных отсосов вытяжных систем.

На ответвлениях, не увязанных по потерям давлений с основной магистралью, устанавливают диафрагмы из тонколистовой стали для начальной регулировки при наладке.

На всех выбросных шахтах между вентилятором и выходом шахты наружу следует устанавливать двухпозиционные дроссель-клапаны. Клапаны можно не ставить только в горячих цехах с непрерывным процессом производства, а также на всех вытяжных системах в районах с расчетной наружной температурой по климату Б для холодного периода года — 10°С и выше.

В системах аспирации и пневмотранспорта установка регулирующих клапанов не допускается. Для полного отключения пылеприемников и напольных отсосов за ними на вертикальных участках рекомендуется устанавливать косые шиберы.

В системах аспирации и пневмотранспорта в местах возможного засорения воздуховодов (за отводами) и на прямых участках через 15 м устанавливают смотровые люки.

Для измерения давлений и температур воздуха в процессе испытаний и наладки систем вентиляции и кондиционирования воздуха при помощи пневмометрических

трубок и термометров в металлических воздуховодах устанавливают специальные лючки с заглушками (рис. 13.1)

Лючки с заглушками следует размещать на прямолинейных участках воздуховодов на расстоянии не менее $4d$ за ближайшим местным сопротивлением (отводом, дроссель-клапаном, шибером и т. п.), но не менее $2d$ до последующего по движению воздуха местного сопротив-

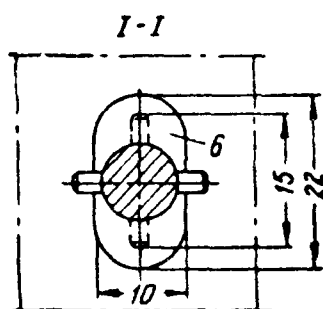
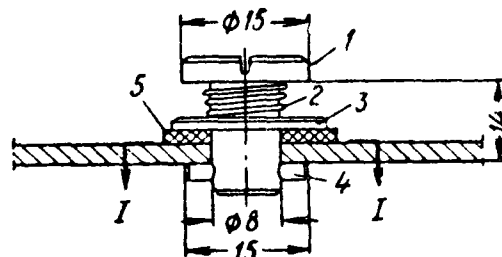


Рис 13.1 Лючок с заглушкой для измерения давлений и температур воздуха в металлических воздуховодах

1 — палец-заглушка; 2 — пружина, 3 — шайба, 4 — штифт, 5 — прокладка; 6 — лючок

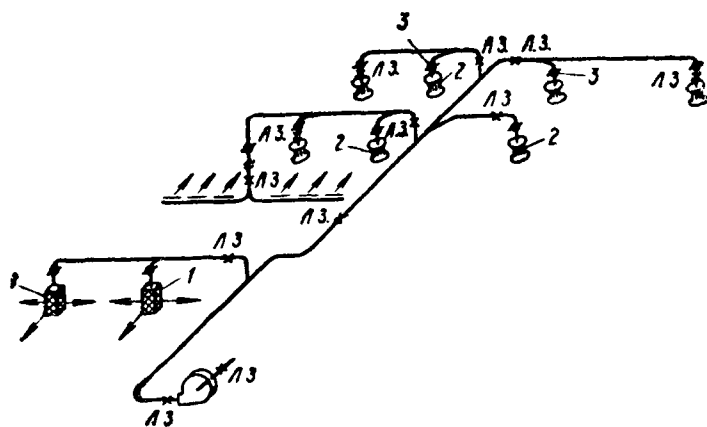


Рис. 13.2. Схема вентиляционной системы с лючками для замера давлений воздуха

1 — приточные насадки; 2 — то же, тарельчатого типа (скорость воздуха анемометром замерить нельзя); 3 — дроссель-клапан. ЛЗ — лючок с заглушкой

создающего возмущение воздушного потока. Для прямоугольных воздуховодов $d = 1,13 \sqrt{F}$, где F — площадь поперечного сечения воздуховода в m^2 .

Как правило, лючки с заглушками должны размещаться

- а) до и после вентиляторов (рис. 13.2),
- б) до и после циклонов, скрубберов и фильтров;
- в) у основания каждой ветви, примыкающей к распределительному или сборному магистральному воздуховоду, когда число воздуховыпускных или воздухоприемных устройств на ветви равно или больше двух;
- г) на ветвях приточных систем — по числу патрубков, недоступных для замеров анемометром, минус один и по числу групп воздуховыпускных устройств (патрубков, решеток), в которых скорости воздуха могут быть замерены анемометрами (рис. 13.2);
- д) на ветвях местных вытяжных систем — по числу местных отсосов, недоступных для замеров анемометром, минус один и по одному лючку на каждую группу однотипных местных отсосов (вытяжных шкафов, зонтов, колпаков и т. п.), доступных для замеров анемометром

13.2. УСТАНОВКИ ПРИТОЧНОЙ И ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

А. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

При компоновке вентиляционных камер необходимо предусматривать возможность демонтажа и монтажа оборудования и удобство его обслуживания

Размеры проходов и дверных проемов в камерах должны обеспечивать пронос оборудования хотя бы в разобранном виде. При больших размерах оборудования необходимо в строительных конструкциях предусматривать монтажные проемы

Проходы для обслуживания оборудования должны быть шириной не менее 0,7 м

Установка вентиляторов. Центробежные вентиляторы приточных и вытяжных систем, как правило, устанавливаются на виброоснованиях с пружинными виброизоляторами.

Без виброоснований вентиляторы устанавливаются только при расположении их на бетонных фундаментах непосредственно на грунте в помещениях, имеющих производственный шум 70 дБ и более.

Установка вентиляторов на виброоснованиях при расположении их на площадках и междуэтажных перекрытиях не только предохраняет от распространения шума через строительные конструкции, но и значительно снижает динамические нагрузки. В зданиях с повышенными требованиями к уровню шума (театры, кинозалы и т. п.) следует применять виброоснования и при установке вентиляторов на бетонных фундаментах на грунте.

При установке вентиляторов на виброоснованиях обязательна установка мягких вставок на всасывающем и нагнетательном патрубках вентилятора. Вставки делаются из резины, прорезиненной ткани и стеклоткани.

При установке вентиляторов без виброоснований мягкие вставки необходимы при соединении с воздуховодами из строительных материалов (кирпич, бетон), их ставят также для предотвращения распространения шума по воздуховодам.

Нежелательна установка мягких вставок в системах аспирации и пневмотранспорта древесных отходов.

В этих случаях вентиляторы аспирационных и пневмотранспортных установок ставят без виброоснований. Для уменьшения производимого ими шума вентиляторы рекомендуется выносить за пределы рабочих помещений.

При заборе воздуха вентилятором непосредственно из отсека бетонной или кирпичной камеры на всасываю-

шем отверстии вентилятора устанавливают предохранительную решетку (рис. 13.3).

При транспортировании воздуха с повышенной влажностью, а также при установке вентилятора после мокрой очистки воздуха в нижней точке кожуха вентилятора предусматривается устройство дренажа в виде сифона из трубы $d=25$ мм.

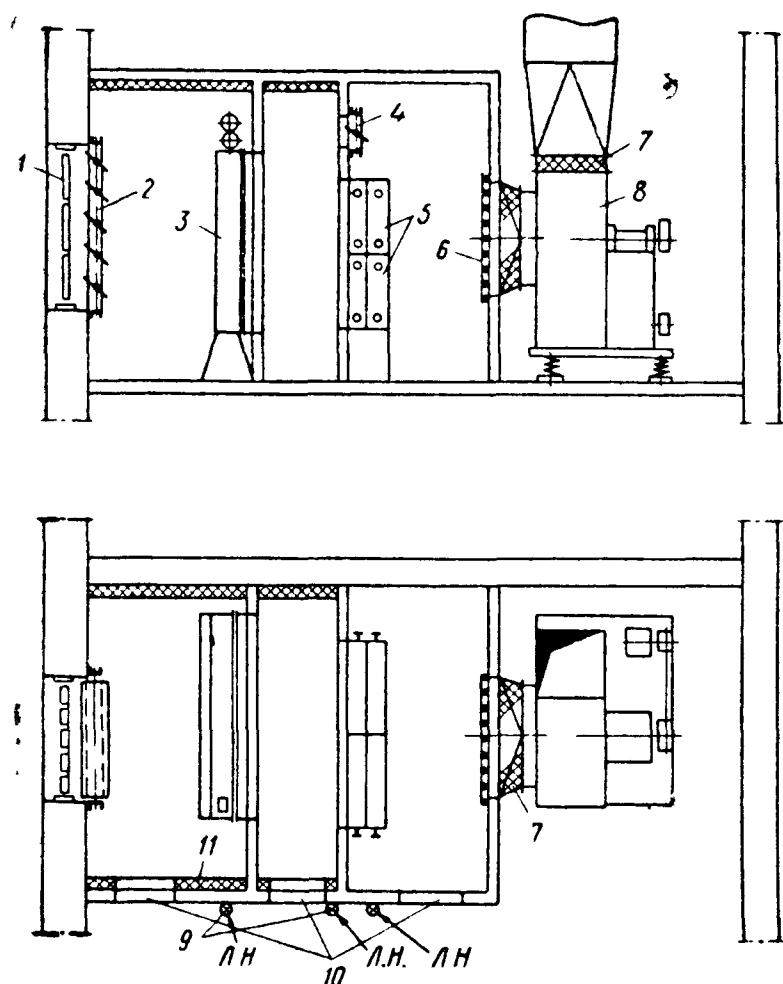


Рис. 13.3. Приточная камера

1 — неподвижные жалюзийные решетки; 2 — утепленный клапан; 3 — самоочищающийся масляный фильтр; 4 — обводной клапан; 5 — калориферы; 6 — предохранительная решетка; 7 — мягкие вставки; 8 — вентилятор; 9 — патрубки с заглушками; 10 — герметические двери; 11 — тепловая изоляция

Б. УСТАНОВКИ ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Приточные установки могут выполняться по различным технологическим и конструктивным схемам, с очисткой и без очистки воздуха от пыли.

Как правило, следует применять типовые приточные камеры, собираемые из отдельных секций, изготовляемых на заводах или в центральных заготовительных мастерских (ЦЗМ) по типовым чертежам серии ОВ-02-139, вып. 1, 2 и 3 и разработанным взамен их чертежам серии 3.904—11. вып. 1—3.

Конструирование приточных камер. Пример компоновки нетиповой приточной камеры приведен на рис. 13.3.

В камерах малой производительности (до 10 000—20 000 м³/ч) ограждения в строительных конструкциях следует выполнять только до калориферов. Соединение калориферов с вентилятором в этом случае выполняют в виде металлического конфузора.

Отсеки камер, расположенные до калориферов, изолируют изнутри пенобетоном или каким-либо другим утеплителем.

Воздухозабор. Воздухозаборные отверстия для предохранения от попадания в установки капель дождя, снега и т. д. закрываются неподвижными жалюзийными решетками. В настоящее время для этих целей применяются штампованные решетки из листовой стали.

После решеток устанавливают утепленные, как правило, многостворчатые клапаны с ручным и механическим приводом (последний блокируется с пуском вентилятора).

При опасности смерзания створок клапана применяют клапаны с электроподогревом.

Клапаны с подогревом применяют при автоматическом и дистанционном управлении камерой в районах с расчетной температурой ниже -10°C , при обслуживании камерой влажных помещений и расположении ее в верхней части здания, а также при переключении камеры в нерабочее время на рециркуляцию. Подогрев должен включаться за 15—20 мин до открытия клапана и выключаться с пуском вентиляционной системы.

Допускается объединять одной воздухозаборной шахтой вентиляционные системы, обслуживающие однохарактерные помещения. Нельзя объединять системы, обслуживающие взрывоопасные помещения, имеющие газо- и пылевыведения, а также резкие запахи (например, системы, обслуживающие общественные и административные помещения, с системами, обслуживающими столовые).

При общей воздухозаборной шахте для каждой системы устанавливают отдельный утепленный клапан.

Скорость воздуха в живом сечении воздухозаборных решеток и утепленных клапанов при расположении против них самоочищающихся масляных фильтров принимают не более 4 м/сек и при отсутствии фильтров — до 6 м/сек. Скорость воздуха в воздухозаборных шахтах 4—6 м/сек.

Установка фильтров. Очистку подаваемого воздуха от пыли в системах приточной вентиляции рекомендуют устраивать в соответствии с указаниями, приведенными в главе 4.

Самоочищающиеся фильтры следует устанавливать так, чтобы воздух набегал на поднимающиеся шторки и выходил со стороны опускающихся шторок и чтобы обслуживание фильтров (промывка, смена масла) производилось со стороны неочищенного воздуха, т. е. с загрязненной стороны камеры.

Фильтры следует устанавливать возможно дальше от воздухозаборных устройств, что предохраняет от попадания в них снега и дождевых капель. Фильтры для вторичной тонкой очистки воздуха (например, ЛАИК, рулонные, электрофильтры и др.) устанавливают после подогрева воздуха, а при очень высоких требованиях к обеспыливанию воздуха — и после вентилятора.

В приточных камерах, оборудованных ячейковыми фильтрами (например, Е. В. Рекка), следует предусматривать бачки для промывки фильтров в содовом растворе и для покрытия их маслом; для промывки подводят горячую воду и предусматривают трап для спуска промывных вод. Рекомендуется устраивать централизованную станцию для промывки ячеек.

При большом количестве самоочищающихся фильтров целесообразно устраивать централизованную установку для смены и очистки масла (рис. 13.4).

Место размещения установки централизованного снабжения фильтров маслом должно быть согласовано с пожарной инспекцией.

Для перекачки масла применяют шестеренчатые насосы типа РЗ.

Для очистки масла после отстоя можно применять передвижные или стационарные маслорегенерационные установки Всесоюзной конторы Реготмас или фильтр-прессы.

В отдельных случаях при легкоосаждающихся пылях допускается повторное использование масла после отстоя (без регенерации).

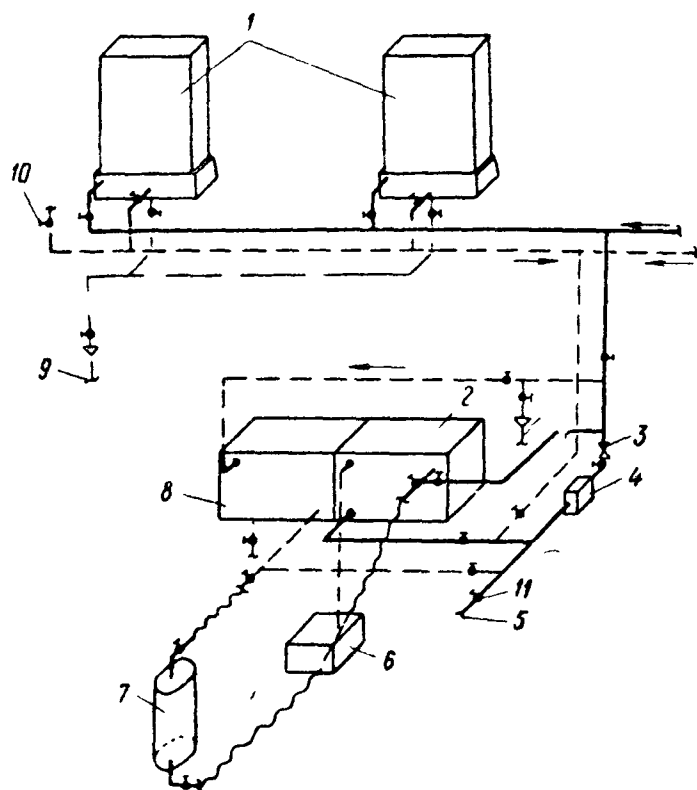


Рис. 13.4. Схема централизованной смены масла в самоочищающихся фильтрах

1 — самоочищающиеся фильтры; 2 — бак чистого масла; 3 — обратный клапан; 4 — насос; 5 — маслосовод от автоцистерны или бочки; 6 — поддон для перелива масла; 7 — маслорегенерационная установка; 8 — бак отработанного масла; 9 — спуск в канализацию; 10 — воздушный кран; 11 — пробочный кран. Трубопроводы: — чистого масла; - - - отработанного масла; - · - · - дренаж

Для промывки самоочищающихся масляных фильтров в помещении камеры (но не в холодной ее части) устанавливаются поливочный кран с подводкой горячей воды и трап для отвода ее в канализацию.

Установка калориферов. Воздух, как правило, нагревается в стальных пластинчатых или навивных калориферах, обогреваемых водой или паром. Расчет калориферов приведен в п. 13.3 «Г».

Калориферы следует устанавливать так, чтобы их корпуса и подводка теплоносителя находились в теплой части камеры (см. рис. 13.3).

При теплоносителе воде для первоначальной регулировки могут устанавливаться обводные клапаны с ручным управлением. Размер обводного клапана определяется следующим условием: потеря давления в клапане при пропуске через него всего воздуха должна равняться потере давления в калориферах.

При теплоносителе паре для регулирования температуры воздуха необходимо устанавливать перед калориферами двойные клапаны, которые при открытии об-

вода перекрывают проход воздуха через калорифер, так как при паре регулирование нагрева воздуха сокращением подачи теплоносителя из-за опасности замерзания калориферов исключается.

Для предохранения калориферов от замерзания в холодных климатических районах (с расчетными температурами по климату Б — 20° и ниже) рекомендуются следующие мероприятия:

1) скорость воды в трубках калориферов не должна быть менее 0,2 м/сек;

2) запас в поверхности нагрева калориферов не должен быть более 20%;

3) калориферы с вертикальными трубками устанавливать строго вертикально, а с горизонтальными — строго горизонтально во избежание скопления в них воздуха;

4) при теплоносителе воде калориферы рекомендуется соединять по прямооточно-перекрестной схеме: подавать теплоноситель в первый ряд калориферов по ходу воздуха, удалять из последнего ряда (обратно тому, как указано на рис. 13.5, б), хотя это в какой-то мере ухудшает теплоотдачу калориферов;

5) во всех верхних точках обвязки калориферов (при теплоносителе воде) ставить воздухоотборники, а не воздушные краны;

6) при теплоносителе воде в камерах с автоматическим регулированием предусматривать автоматическое открытие регулирующего клапана при понижении температуры воды, выходящей из калориферов, до +20°С;

7) при выключенной камере предусматривать автоматическое включение теплоносителя в калориферы, если температура воздуха перед ними упадет до +3°С;

8) при теплоносителе паре при расчетных температурах — 5°С и ниже не сокращать количества пара, подаваемого в калориферы, так как это может вызвать скопление в калорифере конденсата и его замерзание.

Нагрев воздуха следует регулировать с помощью обводного клапана, а при двухрядной установке — выключением второго по ходу воздуха ряда калориферов.

Установка глушителей шума. Глушители выбирают в зависимости от частотной характеристики шума и его уровня и устанавливаются на воздуховоде между вентилятором и помещениями по указаниям, приведенным в главе 17.

Размещение контрольно-измерительных и регулирующих приборов. Для замера статических давлений воздуха при наладке систем в ограждениях камеры следует предусматривать заделку патрубков из труб диаметром 15 мм с заглушками.

Патрубки должны размещаться:

- до и после калориферов;
- до и после фильтров;
- до и после пластинчатых воздухоохладителей.

В целях систематического контроля за степенью загрязнения периодически очищаемых фильтров рекомендуется устанавливать стационарные У-образные манометры или микроманометры, соединяемые резиновыми трубками с камерой до и после фильтров.

При ручном регулировании системы на воздуховоде после вентилятора устанавливается термометр.

При автоматическом регулировании проекты вентиляции и кондиционирования воздуха должны разрабатываться в полной увязке с проектами автоматического регулирования. В сантехнических проектах должны предусматриваться:

- установка на трубопроводах регулирующих клапанов;
- штуцеры на трубопроводах и воздуховодах для установки датчиков;
- клапаны (заслонки) на воздуховодах;

г) места для установки щитов автоматизации со свободным фронтом обслуживания перед ними не менее 1—1,5 м;

д) при расчете трубопроводов, подводящих тепло к калориферам приточных камер, стремиться меньше расходовать давления в магистралях и больше в ответвлениях к калориферам, а также учитывать, что не менее 50% располагаемого давления на каждом регулируемом ответвлении должно расходоваться в регулируемых клапанах.

1500 до 120 000 м³/ч для теплоносителя воды (приложение V).

Тип приточной камеры выбирается исходя из производительности вентиляционной системы. Полное давление, развиваемое вентилятором, определяется как сумма сопротивлений камеры и сопротивлений сети разводящих воздухопроводов.

Пример 13.1. Требуется подобрать приточную вентиляционную камеру производительностью 18000 м³/ч, работающую без

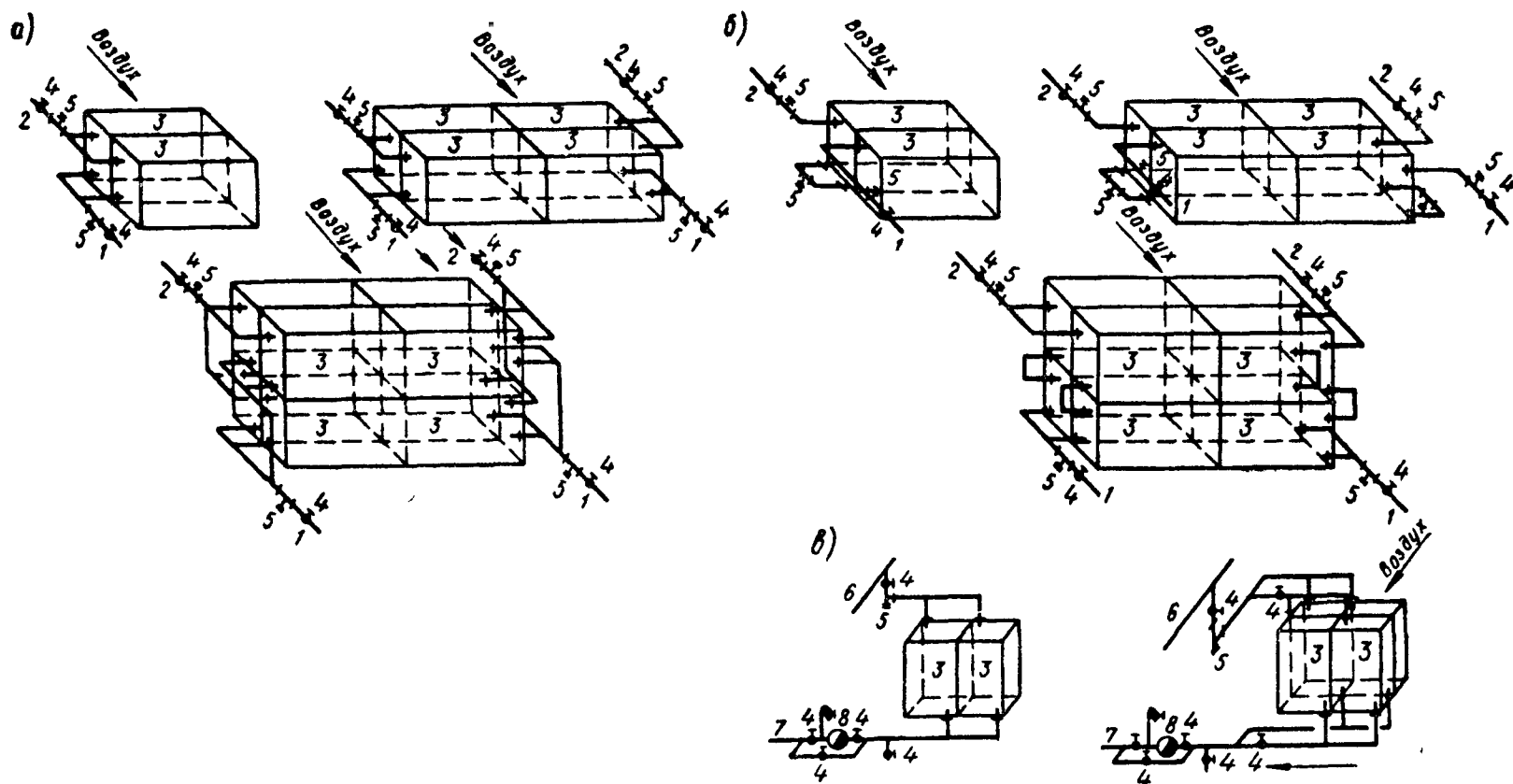


Рис. 13.5. Схемы подводов теплоносителя к калориферам

а — параллельное соединение многоходовых калориферов при воде; б — последовательное соединение многоходовых калориферов при воде; в — соединение калориферов при паре; 1 — горячая вода; 2 — обратная вода; 3 — калориферы; 4 — запорная арматура; 5 — тройники с пробками; 6 — пар; 7 — конденсат; 8 — конденсатоотводчики

Подвод теплоносителя к калориферам. Трубопроводы, питающие калориферные установки приточных камер (водоводы, паропроводы), как правило, не следует совмещать с трубопроводами: систем отопления, оборудованных местными нагревательными приборами; водо- и пароводоподогревателей систем горячего водоснабжения; систем производственного назначения.

Следует объединять в одну систему калориферные установки приточных камер, агрегаты воздушного отопления и калориферы воздушно-тепловых завес.

Многоходовые калориферы при теплоносителе воде в зависимости от располагаемого давления соединяются параллельно и последовательно. Примеры соединения многоходовых калориферов приведены на рис. 13.5, а и б.

При теплоносителе паре калориферы соединяются параллельно (рис. 13.5, в). На каждой приточной камере, а при большом количестве калориферов — на группу калориферов следует устанавливать отдельный конденсатоотводчик.

Давление в системах, питающих калориферные установки паром или водой, должно быть не более 8 кг/см².

Типовые приточные камеры. Разработаны и внедряются в производство камеры производительностью от

рециркуляции и предназначенную для компенсации вытяжки местными отсосами. В камере должен предусматриваться нагрев наружного воздуха от $t_H = -26^\circ\text{C}$ до $t_K = +18^\circ\text{C}$ и очистка его при помощи масляного самоочищающегося фильтра. Теплоноситель вода с расчетными параметрами $t_{гор} = 150^\circ$, $t_{обр} = 70^\circ$.

Решение 1. Для нагрева воздуха принимаем многоходовые калориферы типа СТД-3010В.

2. По табл. V.2 (приложение V) для производительности 18 000 м³/ч определяется камера КП-5а, состоящая из секций Г-5, К-5, КС-5д, СС-5, СФ-5 и ПС-5.

В связи с тем, что по заданию предусматривается нагрев и очистка воздуха, камера КП-5а должна выполняться с полным набором всех секций, т. е. по комплекту 1 (рис. V.2, приложение V).

3. По номограмме рис. V.5 определяется температура воздуха на выходе из калориферной установки: при однорядной установке калориферов по ходу воздуха $t_K = 13,7^\circ\text{C}$, при двухрядной установке по ходу воздуха $t_K = 42^\circ\text{C}$. Ход решения указан на номограмме.

В связи с необходимостью подогревать воздух до $t_K = +18^\circ\text{C}$ следует принять два ряда калориферов по ходу воздуха с пропуском части его через обводную заслонку.

На рис. V.4 приводится принципиальное решение обвязки трубопроводом калориферной секции.

4. По табл. V.6 приложений определяется аэродинамическое сопротивление камеры КП-5 при производительности по воздуху 17 000 м³/ч. Для производительности 18 000 м³/ч общее сопротивление составит $h_K = 26,7$ кг/м² (находим по интерполя-

ции). С учетом двух рядов калориферов по ходу воздуха общее сопротивление камеры составит:

$$h_k = 26,7 + 1,5 = 28,2 \text{ кг/м}^2.$$

5. По табл. V.2 определяется вентилятор Ц4-70 № 10 (исполнение 6). Полное давление, развиваемое вентилятором:

$$H_v = h_k + h_c = 28,2 + 23,8 = 52 \text{ кг/м}^2,$$

где h_k — сопротивление камеры;

h_c — сопротивление сети разводящих воздухопроводов.

6. По рис. I.27 (приложение I) определяется число оборотов вентилятора $n=576 \text{ об/мин}$, его к. п. д. $=0,79$ и номер комплекта А10-5а.

7. По выбранному комплекту А10-5а по табл. I.1 (приложение I) определяются: шкив вентилятора 3Б500; шкив электродвигателя 3Б200, сечение и стандартная длина ремня Б-3750, тип электродвигателя А02-42-4, установочная мощность двигателя 5,5 кВт, число оборотов двигателя 1440 об/мин и рабочие чертежи виброизолирующего основания для положения кожуха вентилятора П0°—5Д101а.

8. При заводской поставке камера обозначается: «Венткамера, серия ОВ-02-139 КП-5а, комплект I, без рециркуляционной заслонки, с калориферами СТД-3010В в два ряда, вентустановкой А10-5а, утепленная заслонка с пневмоприводом».

При изготовлении камеры силами монтажных организаций заказывается необходимое оборудование, определяемое по табл. V.2—V.5 (приложение V).

В. УСТАНОВКИ ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Установки вытяжной механической вентиляции применяются двух типов: без очистки выбрасываемого воздуха и с устройствами для очистки воздуха перед его выбросом в атмосферу. К первым относятся установки общеобменной вентиляции и в некоторых случаях обслуживающие местные отсосы. Ко второй группе относятся установки, обслуживающие местные отсосы, при большом содержании вредных веществ и все установки аспирации и пневмотранспорта.

Если по характеру производства или по условиям безопасности труда перерыв в работе вытяжных вентиляционных установок недопустим, должны предусматриваться резервные установки или обеспечиваться возможность временного использования систем вентиляции других помещений для непрерывного поддержания требуемых условий воздушной среды. Если допустимы перерывы в работе, достаточные для замены вышедшего из строя оборудования, то следует ограничиваться запасным оборудованием, хранящимся на складе.

При необходимости глушения аэродинамического шума, создаваемого вентилятором, глушители устанавливаются на воздуховоде между вентилятором и помещениями.

Установка пылеуловителей. Все пылеуловители для очистки воздуха перед выбросом его в атмосферу, как правило, следует устанавливать до вентилятора, что предохраняет вентиляторы от преждевременного износа. Исключение составляют циклоны для улавливания древесных отходов в системах пневмотранспорта, которые обычно устанавливаются после вентилятора.

Рукавные фильтры устанавливаются как до вентилятора, так и после (в зависимости от конструкции фильтра).

Не допускается установка пылеуловителей (циклонов, скрубберов и др.) после вентиляторов (на нагнетании) при расположении пылеуловителей в рабочих помещениях.

При мокрых способах очистки воздуха пылеуловители должны устанавливаться в отапливаемых помещениях (кроме южных районов). При сухих способах очистки воздуха пылеуловители можно устанавливать снаружи в неотапливаемых помещениях.

При очистке воздуха, содержащего одновременно пыль и влагу, для удобства чистки воздуховода от налипающей пыли он должен быть коротким, для чего пылеуловитель следует устанавливать непосредственно около места отсоса, соединяя его с отсасывающим кожухом прямым участком воздуховода.

Пылеуловители, работающие под разрежением или давлением, необходимо оборудовать герметическими бункерами с шлюзовыми затворами, не допускающими подсоса или выброса воздуха через разгрузочные отверстия при опорожнении пылеуловителей.

Условия установки циклонов для улавливания древесных отходов приведены в главе 12, а пылеуловителей для взрывоопасных пылей — в разделе III.

Удаление пыли из пылеуловителей. При мокром способе очистки воздуха уловленная пыль в виде шлама по трубам направляется в специальные отстойники, откуда транспортируется в отвал. При сухом способе очистки следует использовать для удаления пыли транспортеры или другие устройства, направляя полученные отходы для дальнейшей обработки или в отвал.

При невозможности использования технологических средств уловленная пыль периодически удаляется специальными транспортерами, гидро- и пневмотранспортом, автомашинами, электрокарами. В этом случае пылеотделители должны оборудоваться пылесборниками (бункерами). При удалении пыли при помощи автомашин или электрокар под бункерами должен быть обеспечен свободный подъезд транспортных средств.

Устройство выбросов воздуха. Над выбросными шахтами для предохранения попаданий в них дождя и снега устанавливаются зонты. Зонты не следует ставить при круглосуточной работе вытяжной системы и мокрой очистке отсасываемого воздуха, а также при применении «факельных» выбросов.

При большом количестве вытяжных систем выбросные шахты отдельных систем можно объединять в общую шахту.

Не следует объединять общей шахтой с другими вытяжными системами системы с местными отсосами, обслуживающие взрывоопасные помещения, содержащие вредные химические вещества и резкие запахи.

Устройство шахт в жилых и общественных зданиях приведено в главе 6.

13.3. ОБОРУДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

А. ВЕНТИЛЯТОРЫ

По принципу работы вентиляторы подразделяются на центробежные и осевые.

В зависимости от разности полных давлений, создаваемых при перемещении воздуха (с удельным весом на входе в вентилятор $1,2 \text{ кг/м}^3$), центробежные вентиляторы делят на следующие группы:

- а) низкого давления — до 100 кг/м^2 ;
- б) среднего давления — от 100 до 300 кг/м^2 ;
- в) высокого давления — от 300 до 1200 кг/м^2 .

Центробежные вентиляторы одностороннего и двустороннего всасывания правого вращения имеют колесо, вращающееся по часовой стрелке, а левого — против часовой стрелки, если смотреть на вентилятор со стороны привода.

Положения кожухов центробежных вентиляторов обозначаются углом поворота корпуса относительно исходных положений (рис. 13.6). Отсчет углов φ производится по направлению вращения рабочего колеса.

Пример обозначения положения кожухов: вентиляторов одностороннего всасывания — ПО°, ПФ° и ЛО°, ЛФ°; двустороннего всасывания — ДПО°, ДПФ° и ДЛО°, ДЛФ°.

Вентиляторы, как правило, приводятся в действие электродвигателями, с которыми они соединяются одним из следующих способов:

- непосредственно на одном валу или через эластичную муфту;
- клиноременной передачей с постоянным передаточным отношением;

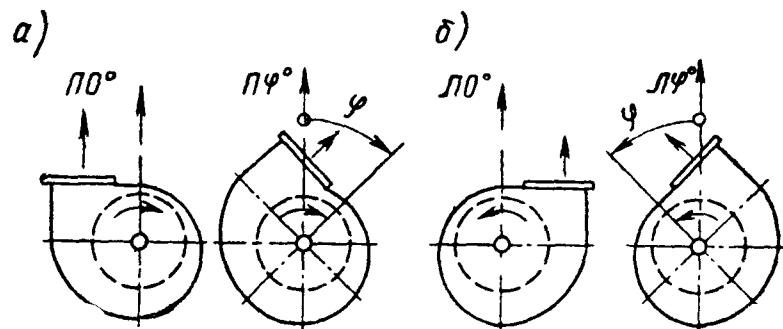


Рис. 13.6. Расположение кожухов центробежных вентиляторов

а — вентиляторы правые; б — вентиляторы левые

в) регулируемой бесступенчатой передачей через гидравлические и электрические муфты скольжения.

Схемы исполнений центробежных и осевых вентиляторов приведены в табл. 13.2.

Следует преимущественно применять вентиляторы с непосредственным соединением с электродвигателями (исполнение 1, 2, 3 и 8). Вентиляторы центробежные в исполнениях 8 и 9 и осевые в исполнениях 6 и 7 предназначаются для установки на покрытиях зданий.

В зависимости от состава перемещаемой среды вентиляторы изготовляют:

- обычного исполнения — для перемещения неагрессивных сред с температурой не выше 150°С, не содержащих липких веществ, при содержании пыли и других твердых примесей не более 150 мг/м³;
- антикоррозионного исполнения;
- взрывобезопасного исполнения;
- пылевые — для перемещения воздуха с содержанием пыли более 150 мг/м³.

Вентиляторы в антикоррозионном исполнении изготовляют из нержавеющей стали, алюминия (для некоторых сред) и других материалов. В отдельных случаях можно применять вентиляторы, выполненные из углеродистой стали с антикоррозионными покрытиями.

Вентиляторы во взрывобезопасном исполнении изготовляют в соответствии со специальными техническими условиями.

Для перемещения смесей, взрывающихся от удара, вентиляторы применять нельзя. В этом случае применяют эжекторы (глава 16).

Для систем пневмотранспорта древесных отходов применяют шестилопастные пылевые вентиляторы среднего и высокого давления (например, типов ЦП 7-40, Цб-46).

Таблица 13.2

Схемы исполнений центробежных и осевых вентиляторов по СНиП I-Г.5-62)

Центробежные	Осевые	Центробежные	Осевые	Центробежные	Осевые
Исполнение 1	Исполнение 1	Исполнение 4	Исполнение 4	Исполнение 7	Исполнение 7
Исполнение 2	Исполнение 2	Исполнение 5	Исполнение 5	Исполнение 8	
Исполнение 3	Исполнение 3	Исполнение 6	Исполнение 6	Исполнение 9	

В аспирационных системах могут применяться как шестилопастные, так и многолопастные вентиляторы среднего или высокого давления, устанавливаемые как до, так и после пылеуловителя.

Для удаления воздуха из верхних зон помещений применяются крышные вентиляторы.

Осевые крышные вентиляторы, как правило, следует применять для общеобменной вытяжной вентиляции без сети разводящих воздуховодов.

Центробежные крышные вентиляторы могут применяться как для общеобменной вентиляции, так и для установок с сетью воздуховодов, в том числе для многоэтажных зданий и для удаления воздуха от местных укрытий, когда не требуется очистка его перед выбросом в атмосферу. Применять крышные вентиляторы при липкой, волокнистой и цементирующей пыли запрещается.

При повышенных требованиях к бесшумности следует отдавать предпочтение центробежным крышным вентиляторам.

Производительность вентиляторов следует выбирать с учетом потерь или подсосов воздуха в воздуховодах, вводя поправочные коэффициенты на расчетное количество воздуха: при стальных, пластмассовых и асбестоцементных (из труб) воздуховодах длиной до 50 м — 1,1; в остальных случаях — 1,15.

Кроме того, следует учитывать подсос воздуха в пылеуловителях (например, в рукавных фильтрах ФВ).

Соответствующие указания приводятся в заводских характеристиках.

Вентиляторы следует подбирать по рекомендуемым комплектациям (табл. I.1, I.15 и I.17 приложения I) и сводным графикам комплектов (рис. I.1, I.2, I.49 и I.56 там же), разработанным с учетом оптимальных технико-экономических показателей¹.

В сводном графике для подбора вентиляторов общего назначения (рис. I.1) приводятся вентиляторы типов Ц4-70 и Ц4-76, в зонах же, не охватываемых этими вентиляторами, используются вентиляторы типа Ц9-57 № 3, 4, 5 и 6. На рис. I.49 приведен график для пылевых вентиляторов Ц6-46 и на рис. I.56 — для вентиляторов ЦП7-40 (приложение I).

Вентиляторы типа Ц6-46 следует применять для давлений до 200 кг/м² при неабразивной пыли. Вентиляторы типа ЦП7-40 — для давлений до 350—400 кг/м² при неабразивной и абразивной пыли.

Вентиляторы выбираются в следующем порядке:

1) по заданным значениям производительности и давления на сводном графике (приложение I) находят точку пересечения координат L — H . Если эта точка располагается между «рабочими характеристиками», то ее сносят по вертикали на нижележащую «рабочую характеристику» и пересчитывают систему на новое давление, соответствующее полученной рабочей точке, или же повышают ее до вышерасположенной «рабочей характеристики»;

2) по «рабочей точке» находят полное обозначение участка рабочей характеристики, соответствующее обозначению комплекта;

3) по обозначению комплекта в табл. I.1, I.15 и I.17 находят тип и номер вентилятора, размеры шкивов и ремней клиноременной передачи, тип электродвигателя и обозначение виброизолирующего основания.

Пример 13.2. Подобрать вентилятор при $L=12\,000$ м³/ч и $H=48$ кг/м².

Решение. 1. По сводному графику рис. I.1 по заданным L и H находим точку I и сносим ее на вышерасположенную

¹ До выпуска заводами агрегированных вентиляторных установок (приложение I) следует пользоваться рекомендуемыми комплектациями для выбора входящего в агрегат оборудования.

«рабочую характеристику» в точку II, соответствующую «рабочей точке» вентилятора.

2. По расположению точки II находим полное обозначение комплекта А10-5в.

3. По табл. I.1 для комплекта А10-5в должно быть принято следующее оборудование: вентилятор типа Ц4-70 № 10, схема исполнения 6, число оборотов вентилятора $n_v=568$ об/мин; шкив вентилятора 3Б500; шкив электродвигателя 2Б200; клиновой ремень Б-3750; мощность электродвигателя 3 кВт, тип электродвигателя А02-32-4; число оборотов двигателя 1420 об/мин; виброизолирующее основание 3Д1016.

В отдельных случаях вентиляторы приходится выбирать по индивидуальным характеристикам.

По заданным L и H находят число оборотов вентилятора n об/мин и его коэффициент полезного действия η . Характеристики даны в пределах допустимых чисел оборотов вентиляторов из условий их прочности, поэтому применение вентиляторов с числами оборотов больше указанных не допускается.

Число оборотов вентиляторов ограничивают условиями бесшумности. При этом следует руководствоваться материалами, приведенными в главе 17.

При определении размера (номера) вентилятора следует стремиться к тому, чтобы заданным значениям L и H соответствовало максимальное значение к. п. д., но не было ниже 0,85 максимального.

Характеристики вентиляторов составлены для стандартных условий, т. е. для чистого воздуха при $t=20^\circ\text{C}$, $\phi=50\%$, $\gamma=1,2$ кг/м³, $B=760$ мм рт. ст. Поэтому для условий, отличающихся от стандартных, при выборе вентилятора следует принимать условное давление:

$$H_y = H_p \frac{273 + t}{293} \cdot \frac{760}{B} \cdot \frac{\gamma_v}{\gamma_r} \text{ кг/м}^2, \quad (13.1)$$

где H_p — расчетное сопротивление сети в кг/м² (для систем пневмотранспорта и аспирации с учетом потерь на примеси п. 14.1 «В»);

t — температура воздуха или газа в град;

B — барометрическое давление в месте установки вентилятора в мм рт. ст.;

γ_r — удельный вес газа ($t=0^\circ\text{C}$ и $B=760$ мм рт. ст.);

γ_v — удельный вес воздуха при тех же условиях.

Потребную мощность на валу электродвигателя N определяют по формулам:

а) при перемещении чистого воздуха для стандартных условий и при повышенной температуре его

$$N = \frac{LH_p}{3600 \cdot 102 \eta_v \eta_n} \text{ кВт}; \quad (13.2)$$

б) при перемещении воздуха с механическими примесями

$$N = \frac{1,2 LH_p}{3600 \cdot 102 \eta_v \eta_n} \text{ кВт}, \quad (13.3)$$

где η_v — к. п. д. вентилятора, принимаемый по характеристикам;

η_n — к. п. д. передачи, принимаемый по табл. 13.3.

Установочную мощность электродвигателя N_y определяют по формуле

$$N_y = K_3 N \text{ кВт}, \quad (13.4)$$

где K_3 — коэффициент запаса мощности, принимаемый по табл. 13.4.

При установке электродвигателей в помещении с температурой 45°C установочную мощность электродвигателя N_y необходимо увеличивать на 8%, а при 50°C — на 15%.

Пример 13.3. Подобрать центробежный вентилятор для помещения $L=40\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ чистого воздуха с температурой $t=90^\circ\text{C}$. Сопротивление сети воздуховодов $H_p=70\text{ кг/м}^2$. Барометрическое давление $B=730\text{ мм рт. ст.}$

Решение. Так как температура перемещаемого воздуха отличается от стандартной ($t=20^\circ\text{C}$), по формуле (13.1) определяем условное давление для подбора вентилятора:

$$H_y = 70 \cdot \frac{273 + 90}{293} \cdot \frac{760}{730} = 90\text{ кг/м}^2.$$

Таблица 13.3

Коэффициенты полезного действия передач η_n

Род передачи	К.п.д.
Непосредственная насадка колеса вентилятора на вал электродвигателя	1
Соединение вала вентилятора и электродвигателя при помощи муфты	0,98
Ременный привод с клиновыми ремнями	0,9

Таблица 13.4

Коэффициенты запаса мощности K_3

Мощность на валу электродвигателя в кВт	Коэффициент запаса	
	при центробежном вентиляторе	при осевом вентиляторе
До 0,5	1,5	1,2
От 0,51 до 1	1,3	1,15
" 1,01 " 2	1,2	1,1
" 2,01 " 5	1,15	1,05
Более 5	1,1	1,05

Этим условиям удовлетворяет центробежный вентилятор типа Ц4-70 № 12, который при $L=40\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ и $H=90\text{ кг/м}^2$ имеет к.п.д. $\eta=0,78$ (приложение I).

В точке пересечения линии давления и производительности по характеристике для данного номера вентилятора находим число оборотов вентилятора $n=650\text{ об/мин.}$

При установке вентилятора на клиноременной передаче потребная мощность электродвигателя по формуле (13.2) составит:

$$N = \frac{40\,000 \cdot 70}{3600 \cdot 102 \cdot 0,78 \cdot 0,95} = 10,3\text{ кВт.}$$

Установочная мощность электродвигателя с учетом запаса по формуле (13.4) должна быть не менее:

$$N_y = 10,3 \cdot 1,1 = 11,3\text{ кВт.}$$

Принимается ближайший больший по мощности электродвигатель.

Б. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

При установке двигателей в сухих, малозапыленных помещениях, не содержащих в воздухе агрессивных газов и пожаро-взрывоопасных веществ, применяются защищенные двигатели исполнения А2.

В помещениях пыльных, влажных и содержащих агрессивные газы, а также при установке на открытом воздухе применяются закрытые обдуваемые двигатели исполнения АО2 и АОЛ2.

В помещениях, содержащих взрывоопасные соединения, а также при установке в одном помещении с вытяжными вентиляторами, обслуживающими взрывоопасные производства, применяются двигатели во взрывобезопасном исполнении. Условия установки электродвигателей во взрывоопасных помещениях приведены в разделе III.

При клиноременных передачах электродвигатели устанавливаются на салазках.

Данные по электродвигателям приведены в приложении 29 части I справочника проектировщика «Отопление, водопровод и канализация».

В. ПЕРЕДАЧИ

Соединительные муфты. При непосредственном соединении двигателей с вентиляторами по схемам исполнения 2 и 3 применяют упругие втулочно-пальцевые муфты типа МУВП (ГОСТ 2229—55).

Муфты этой конструкции изготавливаются двух типов: нормальные (тип МН) для передачи крутящих моментов от 12,8 до 1535 кгм и облегченные (тип МО) для передачи крутящих моментов от 6,7 до 716 кгм.

Крутящий момент M определяют по формуле

$$M = 526,6 \frac{N}{n} \text{ кгм,} \quad (13.5)$$

где N — установочная мощность электродвигателя в кВт;

n — число оборотов в минуту вала, на котором устанавливается муфта.

Технические данные соединительных муфт и их размеры даны в приложении 30 части I справочника проектировщика «Отопление, водопровод и канализация».

Клиноременные передачи. При соединении двигателей с вентиляторами по схемам 4, 5, 6 и 7 применяют клиноременную передачу. Клиноременную передачу рассчитывают по серии ОВ-02-130, вып. 1 и 2 или ГОСТ 1284—57.

Гидромуфты. Гидромуфты применяются для привода больших вентиляторов, когда необходимо постоянное (несезонное) регулирование количества подаваемого воздуха и не может быть применен регулирующий направляющий аппарат (например, при вентиляторах двустороннего всасывания).

Гидравлические муфты для вентиляторов разработаны и выпускаются Харьковским заводом кондиционе-

ров комплектно с электродвигателями мощностью 40, 55, 75 и 100 квт на общей раме. Рабочей жидкостью является масло «индустриальное 12», ГОСТ 1707—51. Передача на вентилятор осуществляется клиновыми ремнями.

Индукторные муфты скольжения. Индукторные муфты скольжения, как и гидромуфты, применяются для привода вентиляторов при необходимости регулирования скорости их вращения.

Индукторные муфты скольжения для вентиляторов и насосов выпускаются заводом «Киргизкабельмаш» (разработаны ГПИ Тяжпромэлектропроект) серии ИМС на крутящие моменты 7, 20, 40, 75, 100 и 160 кгм. Скорость вращения вентилятора регулируется изменением величины тока возбуждения и может меняться от 0 до 95% числа оборотов приводного электродвигателя. Мощность возбуждения не превышает 0,5—1% передаваемой мощности. Питание цепи возбуждения осуществляется от сети 220 в переменного тока через соленоидный выпрямитель. Для регулирования тока возбуждения муфт серии ИМС вручную применяют вариаторы напряжения; при автоматическом управлении — либо воздействуют с помощью исполнительного механизма, либо в схеме управления вместо вариатора предусматривают магнитный усилитель.

Г. КАЛОРИФЕРЫ

Пластинчатые калориферы изготовляют одноходовые с вертикальным расположением трубок и многоходовые (по теплоносителю) с горизонтальным расположением трубок.

Одноходовые калориферы применяют при теплоносителе паре. Многоходовые калориферы применяют исключительно при теплоносителе воде.

При теплоносителе воде калориферы следует устанавливать в такой последовательности, чтобы скорость воды в трубках калориферов была не менее 0,2—0,3 и не более 1,5 м/сек, так как при меньших скоростях воды резко падает коэффициент теплопередачи.

Такие скорости могут обеспечиваться применением многоходовых калориферов и соединением их последовательно по теплоносителю.

Гидравлическое сопротивление всех типов калориферов и элементов типовых секций подогрева центральных кондиционеров можно определять по графику рис. 13.7 с поправочными коэффициентами, приведенными в табл. 13.5, составленными на основании исследований НИИСТ и ВНИИГС.

Поверхность нагрева калориферов определяют при следующих наружных температурах и расходах тепла:

- 1) при вентиляции, рассчитываемой на температуру, соответствующую параметрам Б (отопительную), — по фактическому расходу тепла на нагрев воздуха Q при наружной температуре, соответствующей параметрам Б;
- 2) при вентиляции, рассчитываемой на температуру, соответствующую параметрам А (вентиляционную);
- а) при теплоносителе паре — по фактическому рас-

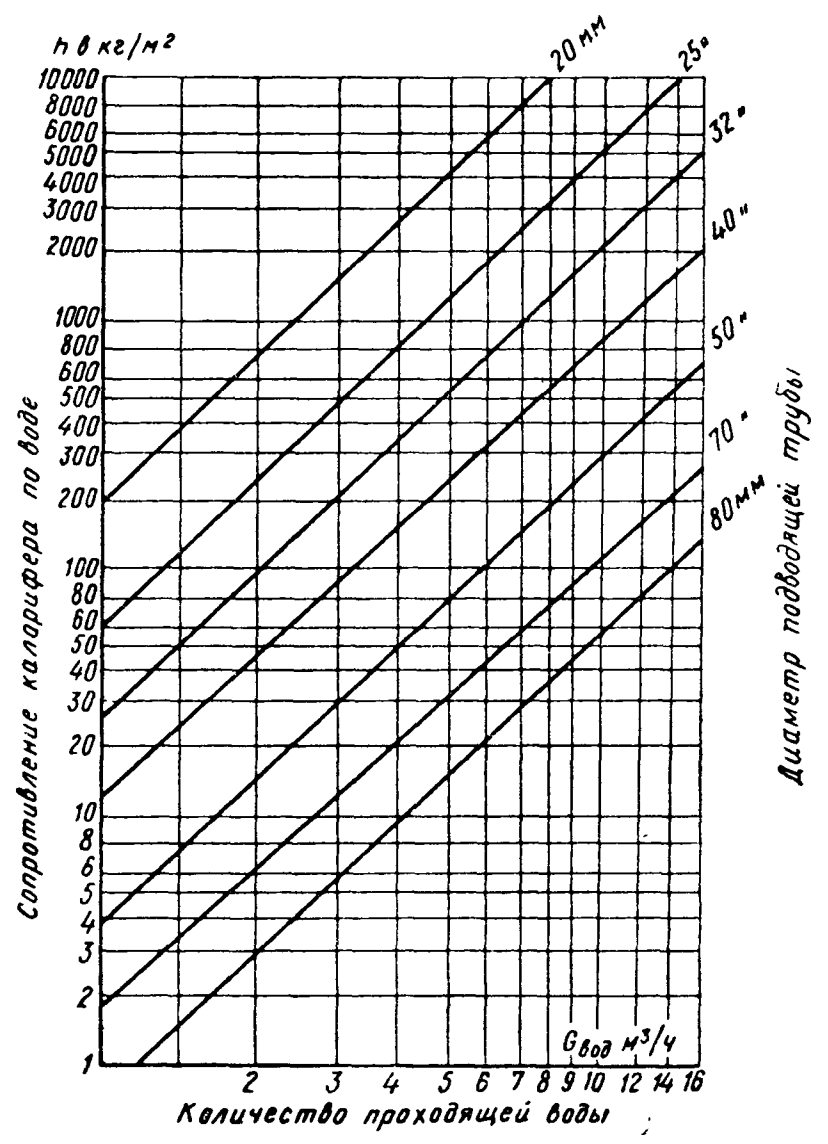


Рис. 13.7. График для определения гидравлических потерь в одноходовых калориферах (если диаметр подводящей трубы больше диаметра штуцера калорифера при расчете принимать диаметр штуцера калорифера)

ходу тепла на нагрев воздуха при наружной температуре, соответствующей параметрам А;

б) при теплоносителе воде с качественным регулированием — по условному расходу тепла на нагрев воздуха, определяемому при наружной температуре, соответствующей параметрам Б при сохранении полного расчетного расхода наружного воздуха;

3) при воздушном отоплении, совмещенном с вентиляцией, если системы вентиляции рассчитаны на температуру, соответствующую параметрам Б, — по фактическому расходу тепла на нагрев воздуха при наружной температуре, соответствующей параметрам Б;

Таблица 13.5

Поправочные коэффициенты для учета влияния количества ходов на гидравлическое сопротивление многоходовых калориферов

ходов в калорифере	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
коэффициент	1	1,5	2	2,7	3,4	4,1	4,7	5,4	6,1	6,8	7,5	8,2

4) при воздушном отоплении, совмещенном с вентиляцией, если системы вентиляции рассчитаны на температуру, соответствующую параметрам А:

а) при теплоносителе паре — по суммарной потребности в тепле на отопление при расчетной температуре наружного воздуха, соответствующей параметрам Б, и на вентиляцию при расчетной температуре, соответствующей параметрам А;

б) при теплоносителе воде с качественным регулированием — по суммарной потребности в тепле на отопление при расчетной температуре наружного воздуха, соответствующей параметрам Б, и на вентиляцию по условной потребности, определяемой тоже при расчетной температуре для параметров Б, при сохранении полного расчетного расхода наружного воздуха.

Действительное количество тепла, подводимого к калориферу, определяется суммой расходов тепла на отопление, соответствующее расходу при расчетной температуре наружного воздуха, соответствующей параметрам Б, и для вентиляции — соответственно параметрам А. Количество теплоносителя определяется с учетом условной потребности тепла на вентиляцию, определяемой при расчетной температуре для параметров Б.

Для сохранения постоянного расхода тепла на нагревание наружного воздуха при температуре ниже расчетной по параметрам А следует предусматривать уменьшение количества наружного воздуха, подаваемого вентиляционной системой, и регулирование теплопроизводительности калориферов обводным клапаном или изменением расхода теплоносителя.

Расчет калориферов производится в следующем порядке.

1. Задаваясь весовой скоростью воздуха $v\gamma$, определяют необходимое живое сечение калориферов по воздуху:

$$f' = \frac{G}{3600v\gamma} \text{ м}^2, \quad (13.6)$$

где G — количество нагреваемого воздуха в кг/ч.

2. Пользуясь техническими данными о калориферах (приложение II), исходя из необходимой площади живого сечения f' подбирают номер и количество устанавливаемых параллельно калориферов и определяют их действительную площадь живого сечения f .

Количество калориферов должно быть минимальным.

3. Определяют действительную весовую скорость в калориферах:

$$v\gamma = \frac{G}{3600f} \text{ кг сек} \cdot \text{м}^2. \quad (13.7)$$

4. При теплоносителе воде определяют количество проходящей через каждый калорифер воды.

$$G_{\text{вод}} = \frac{Q}{1000 (t_{\text{гор}} - t_{\text{обр}}) n} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (13.8)$$

где Q — расход тепла на нагрев воздуха, определяемый согласно приведенным выше указаниям, в ккал/ч;

$t_{\text{гор}}$ — температура воды на входе в калориферы в °С;

$t_{\text{обр}}$ — температура воды на выходе из калориферов в °С;

n — количество калориферов, параллельно включаемых по теплоносителю.

5. Определяют скорость воды в трубках калориферов

$$\omega = \frac{G_{\text{вод}}}{3600f_{\text{тр}}} \text{ м сек}, \quad (13.9)$$

где $f_{\text{тр}}$ — живое сечение трубок калориферов для прохода воды в м².

6. По весовой скорости воздуха $v\gamma$ и скорости воды ω (при паре только по весовой скорости) по таблицам, составленным для каждой модели калориферов, находят коэффициент теплопередачи калорифера K , ккал/м² × °С.

7. Определяют необходимую поверхность нагрева калориферной установки

$$F_y' = \frac{Q}{K \left(T_{\text{ср}} - \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{в}}}{2} \right)}, \quad (13.10)$$

где $T_{\text{ср}}$ — средняя температура теплоносителя:

а) при теплоносителе воде

$$T_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{гор}} + t_{\text{обр}}}{2} \text{ °С};$$

б) при насыщенном паре давлением до 0,3 кг/см²

$$T_{\text{ср}} = 100 \text{ °С};$$

в) при насыщенном паре давлением более 0,3 кг/см²

$$T_{\text{ср}} = t_{\text{пара}};$$

$t_{\text{пара}}$ — температура насыщенного пара, соответствующая его давлению;

$t_{\text{н}}$ — начальная температура нагреваемого воздуха в °С;

$t_{\text{в}}$ — конечная температура нагретого воздуха в °С.

8. Определяют общее количество установленных калориферов

$$n' = \frac{F_y'}{F_k}, \quad (13.11)$$

где F_k — поверхность нагрева одного калорифера выбранной модели.

9. Округляя количество калориферов до кратного количества их в первом ряду n , определяют действительную поверхность нагрева установки F_y :

$$F_y = F_k n \text{ м}^2.$$

10. Определяют запас в поверхности нагрева

$$\frac{F_y - F_y'}{F_y'} 100\%. \quad (13.12)$$

Запас должен составлять 10—20%. При большем запасе следует принять другую модель или номер калорифера и произвести расчет снова.

11. По таблицам, приведенным в приложении II, по весовой скорости воздуха определяют сопротивление калориферной установки по воздуху.

12 По графику рис 137 в зависимости от количества воды и размера подводящих труб калорифера определяется сопротивление калорифера по воде

При многоходовых калориферах полученное по графику рис 137 сопротивление умножается на поправочный коэффициент, приведенный в табл 135

Сопротивление калориферной установки определяется умножением сопротивления одного калорифера на число их, последовательно соединенных по воде

13 К полученным по таблицам сопротивлениям следует давать запас на сопротивление по воздуху 10% на сопротивление по воде — 20%

Пример 134 Подобрать установку состоящую из калориферов типа КМС для приточной камеры работающей с перегревом воздуха для отопления Вентиляция общеобменная, рассчитываемая соответственно расчетным параметрам А Количество нагреваемого воздуха $G=50\,000\text{ кг/ч}$

Максимальный расход тепла на отопление $Q_0=180\,000\text{ ккал/ч}$

Расчетные температуры наружного воздуха соответствующая параметрам А $t_{нв}=-15^\circ\text{C}$ соответствующая параметрам Б (отопительная) $t_{но}=-26^\circ\text{C}$

Температура в рабочей зоне помещения $t_{pz}=16^\circ\text{C}$

Теплоноситель вода с температурами $t_{гор}=150^\circ\text{C}$ $t_{обр}=70^\circ\text{C}$

Решение 1 Определяем действительный максимальный расход тепла на вентиляцию

$$Q_B = 50\,000 \cdot 0,24 (16 + 15) = 372\,000\text{ ккал/ч}$$

2 Общий максимальный расход тепла

$$Q = 180\,000 + 372\,000 = 552\,000\text{ ккал/ч}$$

3 Определяем условный расход тепла на вентиляцию для расчета калориферов

$$Q_Y = 50\,000 \cdot 0,24 (16 + 26) = 504\,000\text{ ккал/ч}$$

4 Общий условный расход тепла для расчета калориферов

$$Q_Y = 180\,000 + 504\,000 = 684\,000\text{ ккал/ч}$$

5 Определяем условную конечную температуру приточного воздуха

$$t_K^Y = 16 + \frac{180\,000}{0,24 \cdot 50\,000} = 16 + 15 = 31^\circ\text{C}$$

Действительная температура перегрева воздуха при -26°C будет выше (так как объем подаваемого воздуха будет сокращен) и может быть определена по формуле

$$t_K = t_{pz} + \frac{Q_0}{Q_B} (t_{pz} - t_{но})$$

6 Задаваясь весовой скоростью воздуха $v_Y=8\text{ кг/сек м}^2$ определяем необходимое живое сечение калориферов по воздуху по формуле (136)

$$f = \frac{50\,000}{3600 \cdot 8} = 1,74\text{ м}^2$$

Устанавливая в первом ряду 4 калорифера модели КМС 9 определяем действительную площадь сечения для прохода воздуха (см табл II 26)

$$f = 0,486 \cdot 4 = 1,95\text{ м}^2$$

8 Определяем действительную весовую скорость воздуха в калориферах по формуле (137)

$$v_Y = \frac{50\,000}{3600 \cdot 1,95} = 7,1\text{ кг/сек м}^2$$

9 Определяем количество воды проходящей через каждый калорифер при устройстве 4 групп калориферов параллельно соединенных по воде по формуле (138)

$$G_{\text{вод}} = \frac{684\,000}{1000 (150 - 70)4} = 2,14\text{ м}^3/\text{ч}$$

10 Определяем скорость воды в трубках калориферов по формуле (139)

$$\omega = \frac{2,14}{3600 \cdot 0,00178} = 0,34\text{ м/сек}$$

11 По v_Y и ω путем интерполирования значений приведенных в табл II 7 (приложение II) находим коэффициент теплопередачи калорифера

$$K = 21,7\text{ ккал/м}^2\text{ ч град}$$

12 Определяем необходимую поверхность нагрева калориферной установки по формуле (13 10)

$$F_Y = \frac{684\,000}{21,7 \left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{-26 + 31}{2} \right)} = 293\text{ м}^2$$

13 Определяем необходимое количество устанавливаемых калориферов КМС 9 по формуле (13 11)

$$n = \frac{293}{41,6} = 7\text{ шт}$$

Ставим 8 калориферов — 2 ряда по 4 шт в каждом с общей поверхностью нагрева

$$41,6 \cdot 8 = 332\text{ м}^2$$

14 Определяем величину запаса в поверхности нагрева калориферов по формуле (13 12)

$$\frac{332 - 293}{293} \cdot 100 = 13,3\%$$

что в пределах нормального

15 По весовой скорости воздуха $v_Y=7,1\text{ кг/сек м}^2$ определяем сопротивление 2 рядов калориферов по возд. т (табл II 8), установленных последовательно с учетом запаса в размере 10%

$$3,9 \cdot 2 \cdot 1,1 = 8,6\text{ кг/м}^2$$

16 По расходу воды $G_{\text{вод}}=2,14\text{ м}^3/\text{ч}$ и принятому диаметру подводящей трубы к калориферу $d_1=50\text{ мм}$ определяем сопротивление одноходового калорифера $h_1=50\text{ кг/м}^2$ (рис 137) По табл II 26 находим что калорифер КМС 9 имеет по теплоносителю 6 ходов Вводя согласно табл 135 поправочный коэффициент 41 находим сопротивление двух установленных последовательно калориферов с учетом запаса в размере 20%

$$h = 50 \cdot 4,1 \cdot 2 \cdot 1,2 = 500\text{ кг/м}^2$$

Глава 14

РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

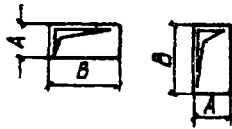
14.1. РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ
ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИИ

А. РАЗМЕРЫ ВОЗДУХОВОДОВ

Поперечные сечения круглых и прямоугольных стальных воздуховодов следует принимать по табл. 14.1; прямоугольных асбестоцементных воздуховодов — по табл. 14.2; воздуховодов из винипласта — по табл. 14.3 и кирпичных — по табл. 14.4.

Таблица 14.1

Размеры круглых и прямоугольных стальных воздуховодов для систем вентиляции и пневмотранспорта



Круглые воздуховоды			Прямоугольные воздуховоды			
$d_{нар}$ в мм	площадь сечения в $м^2$	периметр в мм	размеры в мм		площадь сечения в $м^2$	периметр в мм
			A	B		
100	0,0079	314	100	160	0,016	520
110	0,0095	345	100	200	0,020	600
125	0,0123	392	160	160	0,0256	640
140	0,0154	440	160	200	0,032	720
160	0,02	502	200	200	0,04	800
180	0,0255	566	200	250	0,05	900
200	0,0314	628	200	400	0,08	1200
225	0,04	706	250	250	0,0625	1000
250	0,049	785	250	400	0,1	1300
280	0,0615	879	250	500	0,125	1500
315	0,078	989	400	400	0,16	1600
355	0,099	1115	400	500	0,2	1800
400	0,126	1256	400	800	0,32	2400
450	0,159	1413	500	500	0,25	2000
500	0,196	1570	500	800	0,4	2600
560	0,246	1760	500	1000	0,5	3000
630	0,312	1978	800	800	0,64	3200
710	0,396	2230	800	1000	0,8	3600
800	0,501	2512	1000	1000	1	4000
900	0,635	2830	1000	1250	1,25	4500
1000	0,785	3140	1000	1600	1,6	5200
1120	0,985	3520	1000	2000	2	6000
1250	1,23	3930	1600	1600	2,56	6400
1400	1,54	4400	1600	2000	3,2	7200
1600	2,01	5030	—	—	—	—

Примечание. Размеры воздуховодов приняты по нормам на металлические воздуховоды круглого и прямоугольного сечения (серия АЗ-187), утвержденной приказом Главпроектгипропроект № 58 от 29 сентября 1966 г.

Таблица 14.2
Размеры и вес прямоугольных асбестоцементных воздуховодов

Внутренние размеры в мм		Живое сечение в $м^2$	Наружные размеры в мм		Наружная поверхность 1 пог. м в $м^2$	Длина L в мм	Толщина стенок δ в мм	Вес 1 пог. м в кг
a	b		A	B				
100	100	0,010	116	116	0,464	2000 3000	8	4,1
100	150	0,015	116	166	0,564	2000 3000	8	5,6
150	150	0,0225	166	166	0,664	2000 3000	8	6,7
150	200	0,03	168	218	0,772	4000	9	7,7
150	300	0,045	168	318	0,972	4000	9	10
200	200	0,04	218	18	0,872	4000	9	10,5
200	300	0,06	218	318	1,072	4000	9	11,2
200	400	0,08	220	420	1,28	4000	10	14
300	300	0,09	320	320	1,28	4000	10	14

Таблица 14.3

Размеры и вес воздуховодов из винипласта

Размеры в мм			Пло- щадь сечения в м²	Пери- метр в мм	Вес 1 пог. м в кг при толщине винипласта в мм			
A	B	d _{нар}			2	3	4	5
Прямоугольные воздуховоды								
100	160	—	0,016	520	1,46	—	—	—
100	200	—	0,02	600	1,68	—	—	—
160	160	—	0,0256	640	1,79	—	—	—
160	200	—	0,032	720	2,02	—	—	—
200	200	—	0,04	800	2,24	—	—	—
200	250	—	0,05	900	2,52	—	—	—
200	400	—	0,08	1200	—	5,04	—	—
250	250	—	0,0625	1000	2,8	—	—	—
250	400	—	0,10	1300	—	5,46	—	—
250	500	—	0,125	1500	—	6,3	—	—
400	400	—	0,16	1600	—	6,72	—	—
400	500	—	0,2	1800	—	7,55	—	—
400	800	—	0,32	2400	—	—	13,4	—
500	500	—	0,25	2000	—	—	11,2	—
500	800	—	0,4	2600	—	—	14,6	—
500	1000	—	0,5	3000	—	—	16,8	—
800	800	—	0,64	3200	—	—	17,92	—
800	1000	—	0,8	3600	—	—	—	25,2
1000	1000	—	1	4000	—	—	—	28
1000	1250	—	1,25	4500	—	—	—	31,5
1000	1600	—	1,6	5200	—	—	—	36,4
1000	2000	—	2	6000	—	—	—	42
1600	1600	—	2,56	6400	—	—	—	44,8
1600	2000	—	3,2	7200	—	—	—	50,4

Продолжение табл. 14.3

Размеры в мм			Пло- щадь се- чения в м ²	Пери- метр в мм	Вес 1 пог. м в кг при толщине винипласта в мм			
A	B	d _{нар}			2	3	4	5
Круглые воздуховоды								
—	—	100	0,0079	314	0,88	—	—	—
—	—	110	0,0095	345	0,97	—	—	—
—	—	125	0,0125	392	1,1	—	—	—
—	—	140	0,0154	440	1,232	—	—	—
—	—	160	0,02	502	1,405	—	—	—
—	—	180	0,0255	566	1,596	—	—	—
—	—	200	0,031	628	1,76	—	—	—
—	—	225	0,04	706	1,98	—	—	—
—	—	250	0,049	785	—	3,318	—	—
—	—	280	0,0615	879	—	3,69	—	—
—	—	315	0,078	989	—	4,16	—	—
—	—	355	0,099	1115	—	4,68	—	—
—	—	400	0,125	1256	—	5,28	—	—
—	—	450	0,159	1413	—	5,92	—	—
—	—	500	0,196	1570	—	—	8,792	—
—	—	560	0,246	1760	—	—	9,856	—
—	—	630	0,313	1978	—	—	11,1	—
—	—	710	0,395	2230	—	—	12,44	—
—	—	800	0,501	2512	—	—	14,1	—
—	—	900	0,64	2830	—	—	15,8	—
—	—	1000	0,785	3140	—	—	17,6	—
—	—	1120	0,985	3520	—	—	19,64	—
—	—	1250	1,23	3930	—	—	—	27,5
—	—	1400	1,54	4400	—	—	—	30,8
—	—	1600	2,01	5030	—	—	—	35,2

Примечания: 1. Размеры воздуховодов приняты по нормали серии АЗ-187.
2. Объемный вес винипласта принят $\gamma = 1400 \text{ кг/м}^3$ по ТУ 302-56/МСПМХП.

Размеры воздуховодов из сборных плит и каналов, закладываемых в бетонных блоках, применяемых при строительстве жилых и общественных зданий, приведены в главе 6.

Б. ВОЗДУХОВОДЫ ПРИТОЧНЫХ И ВЫТЯЖНЫХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ, ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Потери давления в воздуховодах определяют по формуле

$$H = \Sigma(Rl + Z) \text{ кг/м}^2, \quad (14.1)$$

где R — удельная потеря давления на трение на 1 пог. м воздуховода в кг/м^2 ,

l — длина участка воздуховода в м;

Z — потеря давления на местные сопротивления на участке в кг/м^2

Удельную потерю давления на трение для круглых воздуховодов определяют по формуле

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \gamma}{2g} \text{ кг/м}^2, \quad (14.2)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения;

d — диаметр воздуховода в м;

v — скорость воздуха в воздуховоде в м/сек;

γ — удельный вес воздуха в кг/м^3 ;

g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$;

$\frac{v^2 \gamma}{2g}$ — скоростное (динамическое) давление в кг/м^2 .

Коэффициент сопротивления трения λ определяется по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (14.2a)$$

где $k=0,001\Delta$ — коэффициент абсолютной шероховатости стенки воздуховода в м (шероховатость, см табл. 14.5);
 Re — число Рейнольдса.

Рекомендуемые скорости движения воздуха в воздуховодах, жалюзийных клапанах и решетках приточных и вытяжных систем общего назначения приведены в табл. 14.6.

Таблица 14.4

Размеры каналов из кирпича

Размер		Площадь сечения в м ²	Размер		Площадь сечения в м ²	Размер		Площадь сечения в м ²
в кирпичах	в мм		в кирпичах	в мм		в кирпичах	в мм	
1/2 × 1/2	140 × 140	0,02	1 1/2 × 1 1/2	400 × 400	0,16	2 × 2 1/2	530 × 650	0,35
1/2 × 1	140 × 270	0,038	1 1/2 × 2	400 × 530	0,21	2 × 3	530 × 790	0,42
1 × 1	270 × 270	0,073	1 1/2 × 2,5	400 × 650	0,26	2 × 4	530 × 1060	0,56
1 × 1 1/2	270 × 400	0,111	1 1/2 × 3	400 × 790	0,32	2 1/2 × 2 1/2	650 × 650	0,43
1 × 2	270 × 530	0,143	2 × 2	530 × 530	0,28	2 1/2 × 3	650 × 790	0,52

Таблица 14.5

Абсолютная шероховатость материалов, применяемых для воздуховодов

Материал	Шероховатость Δ в мм
Сталь	0,1
Винипласт	0,1
Асбестоцементные плиты или каналы	0,11

Продолжение табл. 14.5

Материал	Шероховатость Δ в мм
Фанера	0,12
Шлакоалебастровые плиты	1
Шлакобетонные плиты	1,5
Кирпич	4
Штукатурка по металлической сетке	10

Таблица 14.6

Рекомендуемые скорости движения воздуха в воздуховодах и жалюзийных клапанах приточных и вытяжных систем вентиляции общего назначения (м/сек)

При естественном движении воздуха	
1. Воздуховоды	
Приточные горизонтальные разводящие	0,8 $v_{\text{верт}}^*$, но не более 1,5 м/сек
Вытяжные горизонтальные сборные	0,8 $v_{\text{верт}}^*$, но не более 1,5 м/сек
2 Жалюзийные клапаны и решетки	
Приточные у пола	0,2—0,5
Приточные у потолка	0,5—1
Вытяжные	0,5—1
При механическом побуждении	
1. Воздуховоды	
В производственных зданиях:	
магистральные	до 12
ответвления	» 6
В общественных и вспомогательных зданиях.	
магистральные	» 8
ответвления	» 5
2. Жалюзийные клапаны и решетки (см. главу 8.2В)	

* $v_{\text{верт}}$ — скорость в вертикальном канале

Для воздуховодов прямоугольного сечения за величину d принимают эквивалентные диаметры $d_{\text{эв}}$ таких круглых воздуховодов, которые при одинаковой скорости имеют те же потери давления на трение, что и прямоугольные воздуховоды:

$$d_{\text{эв}} = \frac{2ab}{a+b} \text{ м}, \quad (14.3)$$

где a и b — размеры сторон прямоугольного воздуховода в м.

Следует иметь в виду, что в прямоугольном воздуховоде и соответствующем ему круглом воздуховоде с условным диаметром $d_{\text{эв}}$ при равенстве скоростей движения воздуха расходы воздуха не совпадают.

Эквивалентные диаметры для прямоугольных воздуховодов приведены в табл. 14.7.

Величины скоростного давления и величины R (удельные потери давления на трение) для круглых воздуховодов, выполняемых из листовой стали, при транспортировании чистого воздуха с температурой 20° и $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$ приведены в табл. 14.8. При температуре воздуха, не равной +20° С, следует вводить коэффициент k_t по табл. 14.9, а при воздуховодах, выполненных из материалов с абсолютной шероховатостью $\Delta > 0,1 \text{ мм}$ (см. табл. 14.5), — коэффициент n на шероховатость по табл. 14.10.

Потери давления на местные сопротивления определяют по формуле

$$Z = \Sigma \zeta \frac{v^2 \gamma}{2g} \text{ кг/м}^2, \quad (14.4)$$

где $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, отнесенных к скорости v .

Таблица 14.7

Эквивалентные диаметры $d_{\text{эв}}$ для прямоугольных воздуховодов в мм

Размер стороны a в мм	Размер стороны b в мм									
	160	200	250	400	500	800	1000	1250	1600	2000
100	125	140	—	—	—	—	—	—	—	—
160	160	180	—	—	—	—	—	—	—	—
200	—	200	225	280	—	—	—	—	—	—
250	—	—	250	315	315	—	—	—	—	—
400	—	—	—	400	450	500	—	—	—	—
500	—	—	—	—	500	630	630	—	—	—
800	—	—	—	—	—	800	900	—	—	—
1000	—	—	—	—	—	—	1000	1120	1250	1400
1600	—	—	—	—	—	—	—	—	1600	1600

Примечание Величины эквивалентных диаметров определены по формуле $d_{\text{эв}} = \frac{2ab}{a+b}$ (где a и b — размеры сторон прямоугольных воздуховодов с округлением до стандартных по нормам)

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

**Страница не содержит информации,
представляющей интерес**

Продолжение табл 14 8

$\frac{v^3 \gamma}{2g}$, кг/м²	v, м/сек	Количество проходящего воздуха в м³/ч (числитель) и сопротивление трения в кг/м² на 1 пог м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм												
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
36,11	24,3	687	831	1073	1346	1758	2225	2747	3477	4292	5384	6814	8654	10 987
		7,71	6,85	5,84	5,06	4,28	3,7	3,23	2,8	2,45	2,13	1,84	1,58	1,36
36,41	24,4	690	834	1077	1352	1765	2234	2758	3491	4310	5406	6842	8690	11 033
		7,77	6,9	5,88	5,1	4,31	3,73	3,26	2,82	2,47	2,14	1,85	1,6	1,37
36,71	24,5	692	838	1082	1357	1773	2243	2770	3503	4327	5428	6870	8726	11 078
		7,83	6,95	5,93	5,14	4,35	3,76	3,28	2,84	2,49	2,16	1,87	1,61	1,38
37,01	24,6	695	841	1086	1363	1780	2252	2781	3518	4345	5450	6898	8761	11 123
		7,9	7,01	5,98	5,18	4,39	3,79	3,31	2,87	2,51	2,18	1,88	1,62	1,4
37,31	24,7	698	845	1091	1368	1787	2262	2792	3532	4363	5472	6,926	8797	11 168
		7,96	7,06	6,02	5,22	4,42	3,82	3,33	2,89	2,53	2,2	1,9	1,63	1,41
37,62	24,8	701	848	1095	1374	1794	2271	2803	3546	4380	5495	6954	8832	11 214
		8,02	7,12	6,07	5,26	4,45	3,85	3,36	2,91	2,55	2,21	1,91	1,65	1,42
37,92	24,9	704	851	1100	1379	1801	2280	2815	3561	4398	5517	6982	8868	11 259
		8,08	7,17	6,11	5,3	4,48	3,88	3,39	2,93	2,57	2,23	1,92	1,66	1,43
38,23	25	707	855	1104	1385	1809	2289	2826	3575	4416	5539	7010	8904	11 304
		8,14	7,23	6,16	5,35	4,52	3,91	3,41	2,95	2,59	2,25	1,94	1,67	1,44

Таблица 14 9
Значения поправочных коэффициентов k_t
на температуру воздуха

Температура воздуха в град	Значения K_t	Температура воздуха в град	Значения k_t
−30	1,1	60	0,93
−20	1,08	70	0,92
−10	1,06	80	0,9
0	1,04	90	0,89
+10	1,02	100	0,87
20	1	125	0,84
30	0,98	150	0,81
40	0,96	175	0,78
50	0,95	200	0,75

Таблица 14 10
Значения поправочного коэффициента n , учитывающего
шероховатость материала воздуховодов

Ско- рость v в м/сек	Значение n при Δ в мм				Ско- рость v в м/сек	Значение n при Δ в мм			
	1	1,5	4	10		1	1,5	4	10
0,2	1,04	1,06	1,15	1,31	1,4	1,2	1,28	1,55	1,9
0,4	1,08	1,11	1,25	1,48	1,6	1,22	1,31	1,58	1,95
0,6	1,11	1,16	1,33	1,6	1,8	1,24	1,33	1,62	2
0,8	1,13	1,19	1,4	1,69	2	1,25	1,35	1,65	2,04
1	1,16	1,23	1,46	1,77	2,2	1,27	1,37	1,68	2,08
1,2	1,18	1,25	1,5	1,84	2,4	1,28	1,38	1,7	2,11

Продолжение табл 14 10

Ско- рость v в м/сек	Значение n при Δ в мм				Ско- рость v в м/сек	Значение n при Δ в мм			
	1	1,5	4	10		1	1,5	4	10
2,6	1,29	1,4	1,73	2,14	7,4	1,48	1,62	2,04	2,56
2,8	1,31	1,42	1,75	2,17	7,6	1,48	1,63	2,05	2,57
3	1,32	1,43	1,77	2,2	7,8	1,49	1,63	2,05	2,57
3,2	1,33	1,44	1,79	2,23	8	1,49	1,64	2,06	2,58
3,4	1,34	1,46	1,81	2,25	8,2	1,5	1,64	2,07	2,59
3,6	1,35	1,47	1,83	2,28	8,4	1,5	1,64	2,07	2,6
3,8	1,36	1,48	1,85	2,3	8,6	1,5	1,65	2,08	2,61
4	1,37	1,49	1,86	2,32	8,8	1,51	1,65	2,09	2,62
4,2	1,38	1,5	1,87	2,34	9	1,51	1,66	2,1	2,62
4,3	1,39	1,51	1,89	2,36	9,2	1,52	1,66	2,1	2,63
4,6	1,4	1,52	1,9	2,37	9,4	1,52	1,67	2,11	2,64
4,8	1,4	1,53	1,92	2,39	9,6	1,52	1,67	2,11	2,65
5	1,41	1,54	1,93	2,41	9,8	1,53	1,68	2,12	2,65
5,2	1,42	1,55	1,94	2,42	10	1,53	1,68	2,12	2,66
5,4	1,43	1,56	1,95	2,44	10,5	1,54	1,69	2,14	2,67
5,6	1,43	1,56	1,96	2,45	11	1,54	1,7	2,15	2,69
5,8	1,44	1,57	1,97	2,46	11,5	1,55	1,7	2,16	2,71
6	1,44	1,58	1,98	2,48	12	1,56	1,71	2,17	2,72
6,2	1,45	1,58	1,99	2,49	12,5	1,56	1,72	2,18	2,73
6,4	1,45	1,59	2	2,5	13	1,57	1,73	2,19	2,74
6,6	1,46	1,6	2,01	2,51	13,5	1,57	1,73	2,2	2,75
6,8	1,47	1,6	2,02	2,52	14	1,58	1,74	2,2	2,76
7	1,47	1,61	2,03	2,54	14,5	1,58	1,74	2,21	2,77
7,2	1,48	1,62	2,04	2,55	15	1,59	1,75	2,22	2,78

Величины коэффициентов местных сопротивлений приведены в табл 14 11.

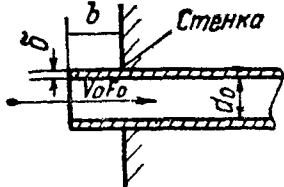
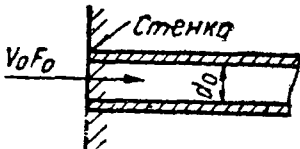
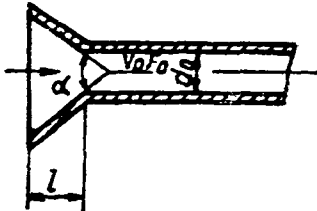
Продолжение табл. 14.8

$\frac{v^2 \gamma}{2g}$ кг/м ²	v , м/сек	Количество проходящего воздуха в м ³ /ч (числитель) и сопротивление трения в кг/м ² на 1 пог. м воздуховода (знаменатель) при внутренних диаметрах в мм											
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1	2	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
36,11	24,3	13 906	17 168	21 535	27 256	34 617	43 950	55 624	68 672	86 142	107 300	134 597	175 800
		1,18	1,03	0,895	0,772	0,665	0,573	0,494	0,434	0,376	0,328	0,285	0,241
36,41	24,4	13 963	17 239	21 624	27 368	34 760	44 131	55 823	68 954	86 496	107 741	135 151	176 523
		1,19	1,04	0,902	0,778	0,67	0,577	0,498	0,437	0,379	0,331	0,287	0,243
36,71	24,5	14 020	17 309	21 713	27 480	34 902	44 312	56 082	69 237	86 851	108 183	135 705	177 246
		1,2	1,05	0,909	0,785	0,676	0,582	0,502	0,441	0,382	0,333	0,289	0,245
37,01	24,6	14 078	17 380	21 809	27 592	35 045	44 493	56 311	69 520	87 205	108 624	136 258	177 970
		1,2	1,06	0,917	0,791	0,681	0,587	0,506	0,444	0,386	0,336	0,292	0,247
37,31	24,7	14 135	17 451	21 890	27 704	35 187	44 673	56 540	69 802	87 560	109 066	136 812	178 694
		1,21	1,06	0,923	0,797	0,686	0,591	0,51	0,447	0,388	0,339	0,294	0,249
37,62	24,8	14 192	17 521	21 979	27 817	35 330	44 854	56 769	70 085	87 914	109 508	137 366	179 417
		1,22	1,07	0,931	0,803	0,692	0,596	0,514	0,451	0,392	0,341	0,296	0,251
37,92	24,9	14 249	17 592	22 067	27 929	35 472	45 035	56 998	70 367	88 269	109 949	137 920	180 141
		1,23	1,08	0,937	0,809	0,697	0,6	0,518	0,454	0,394	0,344	0,298	0,252
38,23	25	14 307	17 663	22 156	28 041	35 615	45 216	57 227	70 650	88 623	110 391	138 474	180 864
		1,24	1,09	0,945	0,816	0,702	0,605	0,522	0,458	0,397	0,347	0,301	0,254

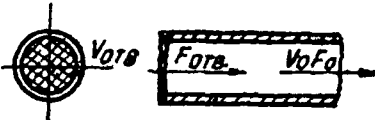
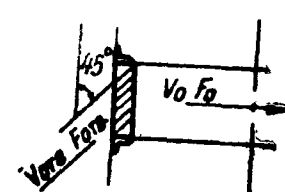
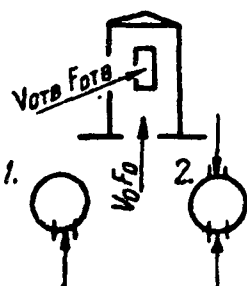
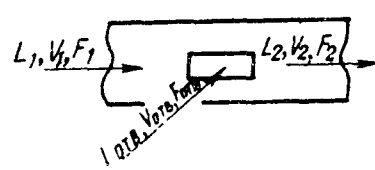
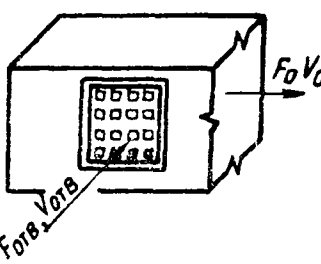
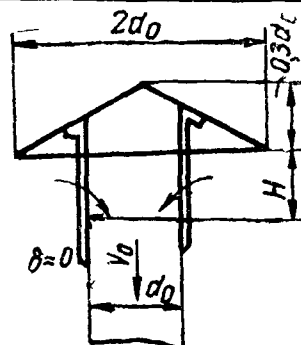
Таблица 14.11

Значения коэффициентов местных сопротивлений

1. Вход

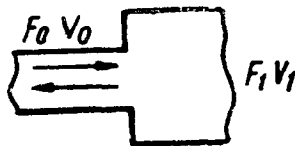
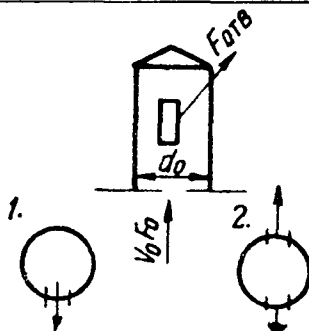
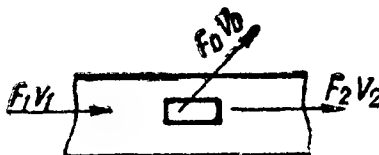
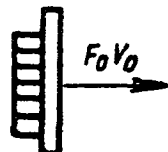
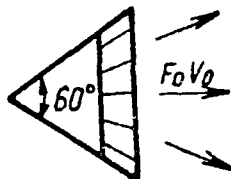
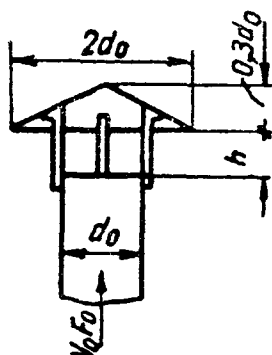
1. Вход											
1	Вход в трубу, заделанную в стену		Значения ζ_0								
			δ/d_0	b/d_0							
				0	0,002	0,01	0,05	0,2	0,5	1	
				≈ 0	0,5	0,57	0,68	0,8	0,92	1	0,94
0,02 и более	0,5	0,51	0,52	0,65	0,66	0,72	0,72				
2	Вход в трубу, заделанную заподлицо в стену										
3	Вход в конический коллектор		Значения ζ								
			l/d_0	α°							
				0	10	30	60	100	140	180	
				0,025	1	0,96	0,9	0,80	0,69	0,59	0,5
				0,05	1	0,93	0,8	0,67	0,58	0,53	0,5
				0,1	1	0,8	0,55	0,41	0,41	0,44	0,5
				0,25	1	0,68	0,3	0,17	0,22	0,34	0,5
				0,6	1	0,45	0,18	0,13	0,21	0,33	0,5
				1	1	0,32	0,14	0,1	0,18	0,3	0,5
				ζ_0 относить к скорости в трубе v_0							

 ζ_0 относить к скорости в трубе v_0

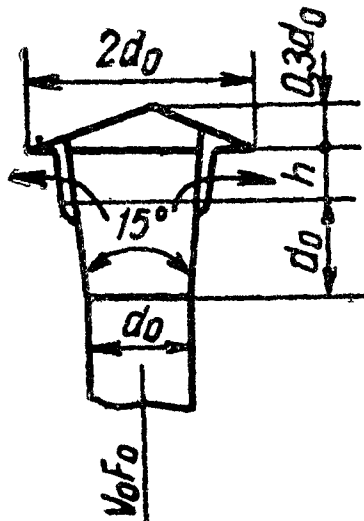
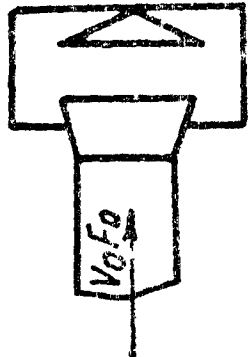
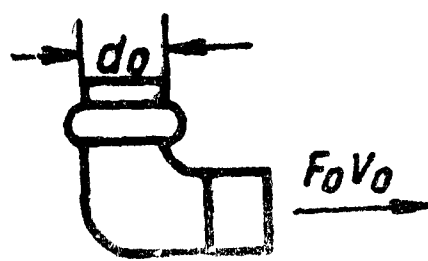
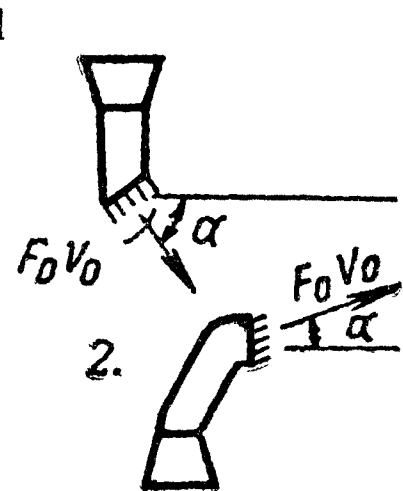
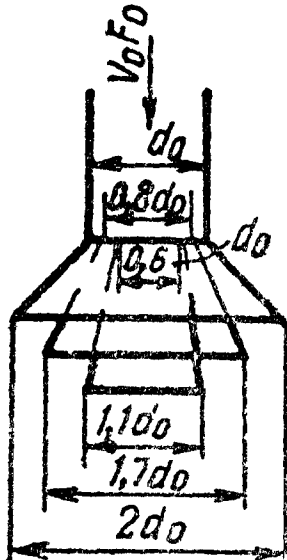
4	Вход в трубу с сеткой	 $F_{отв}$ — живое сечение сетки	<table><tr><td>$F_{отв}/F_0$</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>4</td><td>2,65</td><td>1,97</td><td>1,58</td><td>1,32</td><td>1,14</td><td>1</td></tr></table>	$F_{отв}/F_0$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	ζ_0	4	2,65	1,97	1,58	1,32	1,14	1																																																											
$F_{отв}/F_0$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1																																																																							
ζ_0	4	2,65	1,97	1,58	1,32	1,14	1																																																																							
5	Вход через неподвижную жалюзийную решетку, установленную в прямом канале	 $F_{отв}$ — живое сечение решетки; F_p — площадь фронта решетки, равная F_0	<table><tr><td>$F_{отв}/F_p$</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>52,5</td><td>20,5</td><td>10,5</td><td>6</td><td>3,6</td><td>2,35</td><td>1,56</td><td>1,18</td><td>0,85</td></tr></table>	$F_{отв}/F_p$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	ζ_0	52,5	20,5	10,5	6	3,6	2,35	1,56	1,18	0,85																																																							
$F_{отв}/F_p$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1																																																																					
ζ_0	52,5	20,5	10,5	6	3,6	2,35	1,56	1,18	0,85																																																																					
6	Вход боковой в воздуховоде через первое отверстие		<table><tr><td colspan="11">1. Одно отверстие</td></tr><tr><td>$F_{отв}/F_0$</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>64,5</td><td>30</td><td>14,9</td><td>9</td><td>6,27</td><td>4,54</td><td>3,54</td><td>2,7</td><td>2,28</td></tr><tr><td colspan="11">2. Два отверстия одно против другого</td></tr><tr><td>$2F_{отв}/F_0$</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td><td>1,4</td><td>1,8</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>17</td><td>12</td><td>8,75</td><td>6,85</td><td>5,5</td><td>4,54</td><td>3,84</td><td>2,01</td><td>1,1</td></tr></table>	1. Одно отверстие											$F_{отв}/F_0$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	ζ_0	64,5	30	14,9	9	6,27	4,54	3,54	2,7	2,28	2. Два отверстия одно против другого											$2F_{отв}/F_0$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,4	1,8	ζ_0	17	12	8,75	6,85	5,5	4,54	3,84	2,01	1,1													
1. Одно отверстие																																																																														
$F_{отв}/F_0$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1																																																																					
ζ_0	64,5	30	14,9	9	6,27	4,54	3,54	2,7	2,28																																																																					
2. Два отверстия одно против другого																																																																														
$2F_{отв}/F_0$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,4	1,8																																																																					
ζ_0	17	12	8,75	6,85	5,5	4,54	3,84	2,01	1,1																																																																					
7	Вход боковой в воздуховоде через среднее отверстие	 $\zeta_{отв}$ — относить к скорости $v_{отв}$, ζ_1 — к скорости в воздуховоде	<table><tr><td rowspan="3">$F_{отв}/F_1$</td><td colspan="10">$L_{отв}/L_2$</td></tr><tr><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td></tr><tr><td colspan="5">$\zeta_{отв}$ на входе</td><td colspan="5">ζ_1 на проходе</td></tr><tr><td>0,1</td><td>0,8</td><td>1,3</td><td>1,4</td><td>1,4</td><td>1,4</td><td>0,1</td><td>-0,1</td><td>-0,8</td><td>-2,6</td><td>-6,6</td></tr><tr><td>0,2</td><td>-1,4</td><td>0,9</td><td>1,3</td><td>1,4</td><td>1,4</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>-0,01</td><td>-0,6</td><td>-2,1</td></tr><tr><td>0,4</td><td>-9,5</td><td>0,2</td><td>0,9</td><td>1,2</td><td>1,3</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,3</td><td>0,2</td><td>-0,2</td></tr><tr><td>0,6</td><td>-21,2</td><td>-2,5</td><td>0,3</td><td>1</td><td>1,2</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,3</td></tr></table>	$F_{отв}/F_1$	$L_{отв}/L_2$										0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	$\zeta_{отв}$ на входе					ζ_1 на проходе					0,1	0,8	1,3	1,4	1,4	1,4	0,1	-0,1	-0,8	-2,6	-6,6	0,2	-1,4	0,9	1,3	1,4	1,4	0,1	0,2	-0,01	-0,6	-2,1	0,4	-9,5	0,2	0,9	1,2	1,3	0,2	0,3	0,3	0,2	-0,2	0,6	-21,2	-2,5	0,3	1	1,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,3
$F_{отв}/F_1$	$L_{отв}/L_2$																																																																													
	0,1	0,2	0,3		0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5																																																																			
	$\zeta_{отв}$ на входе					ζ_1 на проходе																																																																								
0,1	0,8	1,3	1,4	1,4	1,4	0,1	-0,1	-0,8	-2,6	-6,6																																																																				
0,2	-1,4	0,9	1,3	1,4	1,4	0,1	0,2	-0,01	-0,6	-2,1																																																																				
0,4	-9,5	0,2	0,9	1,2	1,3	0,2	0,3	0,3	0,2	-0,2																																																																				
0,6	-21,2	-2,5	0,3	1	1,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,3																																																																				
8	Вход через штампованный жалюзийный клапан	 $F_{отв}$ — живое сечение клапана	<table><tr><td>$F_{отв}/F_0$</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>111</td><td>24</td><td>8,8</td><td>4,1</td><td>2,2</td><td>1,3</td><td>0,8</td><td>0,5</td><td>0,4</td><td>0,3</td></tr></table>	$F_{отв}/F_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	ζ_0	111	24	8,8	4,1	2,2	1,3	0,8	0,5	0,4	0,3																																																					
$F_{отв}/F_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1																																																																				
ζ_0	111	24	8,8	4,1	2,2	1,3	0,8	0,5	0,4	0,3																																																																				
9	Приточная шахта с зонтом при острой входной кромке		<table><tr><td>H/d_0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>От 1 до ∞</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>2,63</td><td>1,83</td><td>1,53</td><td>1,39</td><td>1,31</td><td>1,19</td><td>1,15</td><td>1,08</td><td>1,07</td><td>1,05</td></tr></table>	H/d_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	От 1 до ∞	ζ_0	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,05																																																					
H/d_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	От 1 до ∞																																																																				
ζ_0	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,05																																																																				

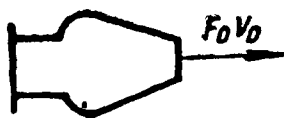
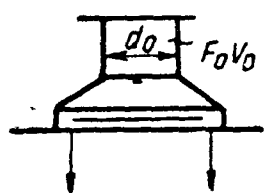
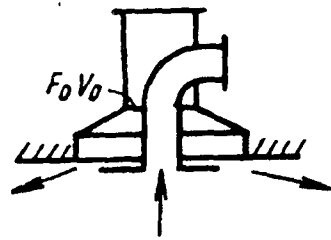
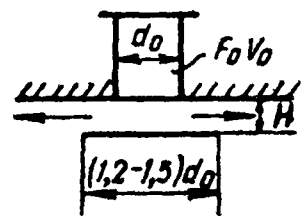
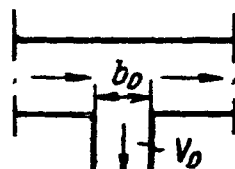
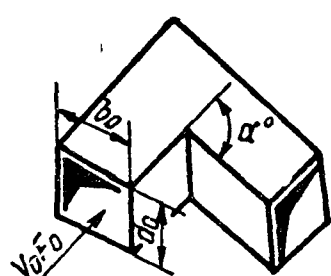
Продолжение табл 14 11

[illegible]

15	Выход из меньшего сечения в большее, и наоборот	 При любых формах сечений ζ_0 относить к скорости в меньшем сечении v_0	<table><tr><th colspan="11">Внезапное расширение потока</th></tr><tr><td>F_0/F_1</td><td>0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>1,0</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>1</td><td>0,81</td><td>0,64</td><td>0,5</td><td>0,36</td><td>0,25</td><td>0,16</td><td>0,09</td><td>0,04</td><td>0</td></tr></table> <table><tr><th colspan="11">Внезапное сужение потока</th></tr><tr><td>F_0/F_1</td><td>0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>1</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>0,5</td><td>0,45</td><td>0,4</td><td>0,35</td><td>0,3</td><td>0,25</td><td>0,2</td><td>0,15</td><td>0,1</td><td>0</td></tr></table>	Внезапное расширение потока											F_0/F_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	ζ_0	1	0,81	0,64	0,5	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0	Внезапное сужение потока											F_0/F_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1	ζ_0	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0				
Внезапное расширение потока																																																																									
F_0/F_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0																																																															
ζ_0	1	0,81	0,64	0,5	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0																																																															
Внезапное сужение потока																																																																									
F_0/F_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1																																																															
ζ_0	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0																																																															
16	Боковой выход в воздуховоде через последнее отверстие		<table><tr><td>$F_{отв}/F_0$</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td><td>1,2</td><td>1,4</td><td>1,5</td><td>1,8</td></tr><tr><th colspan="14">1. Одно отверстие</th></tr><tr><td>ζ_0</td><td>65,7</td><td>30</td><td>16,4</td><td>10</td><td>7,3</td><td>5,5</td><td>4,48</td><td>3,67</td><td>3,16</td><td>2,44</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr><tr><th colspan="14">2. Два отверстия одно против другого</th></tr><tr><td>ζ_0</td><td>67,7</td><td>33</td><td>17,2</td><td>11,6</td><td>8,45</td><td>6,8</td><td>5,86</td><td>5</td><td>4,38</td><td>3,47</td><td>2,9</td><td>2,52</td><td>2,25</td></tr></table>	$F_{отв}/F_0$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,4	1,5	1,8	1. Одно отверстие														ζ_0	65,7	30	16,4	10	7,3	5,5	4,48	3,67	3,16	2,44	—	—	—	2. Два отверстия одно против другого														ζ_0	67,7	33	17,2	11,6	8,45	6,8	5,86	5	4,38	3,47	2,9	2,52	2,25
$F_{отв}/F_0$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,4	1,5	1,8																																																												
1. Одно отверстие																																																																									
ζ_0	65,7	30	16,4	10	7,3	5,5	4,48	3,67	3,16	2,44	—	—	—																																																												
2. Два отверстия одно против другого																																																																									
ζ_0	67,7	33	17,2	11,6	8,45	6,8	5,86	5	4,38	3,47	2,9	2,52	2,25																																																												
17	Боковой выход в воздуховоде через среднее отверстие	 ζ_0 относить к скорости в отверстии v_0; а ζ_1 — к скорости в воздуховоде v_1	<table><tr><th colspan="11">Выход</th></tr><tr><td>v_0/v_1</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1</td><td>1,2</td><td>1,4</td><td>1,6</td><td>1,8</td><td>2</td><td></td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>1,8</td><td>1,7</td><td>1,7</td><td>1,8</td><td>1,9</td><td>2,1</td><td>2,3</td><td>2,6</td><td>3</td><td></td></tr><tr><th colspan="11">Проход</th></tr><tr><td>v_2/v_1</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,06</td><td>0,01</td><td>—0,03</td><td>—0,06</td><td>—0,03</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	Выход											v_0/v_1	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2		ζ_0	1,8	1,7	1,7	1,8	1,9	2,1	2,3	2,6	3		Проход											v_2/v_1	0,4	0,5	0,6	0,8	1						ζ	0,06	0,01	—0,03	—0,06	—0,03									
Выход																																																																									
v_0/v_1	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2																																																																
ζ_0	1,8	1,7	1,7	1,8	1,9	2,1	2,3	2,6	3																																																																
Проход																																																																									
v_2/v_1	0,4	0,5	0,6	0,8	1																																																																				
ζ	0,06	0,01	—0,03	—0,06	—0,03																																																																				
18	Воздухораздаточная регулирующая решетка ВНИИГС (серия ОВ-02-137 вып. IV)	 ζ_0 относить к скорости в живом сечении решетки v_0	<table><tr><th>Тип решетки</th><th>А, АВ и АГ</th><th>АВ</th></tr><tr><td>ζ_0</td><td>2,2</td><td>3,3</td></tr></table>	Тип решетки	А, АВ и АГ	АВ	ζ_0	2,2	3,3																																																																
Тип решетки	А, АВ и АГ	АВ																																																																							
ζ_0	2,2	3,3																																																																							
19	Веерная решетка НИИСТ (серия 4 904 30)		$\zeta_0 = 1,1$																																																																						
20	Вытяжная шахта с зонтом		<table><tr><td>h/d_0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,25</td><td>0,3</td><td>0,35</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,5</td><td>0,8</td><td>1</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>4</td><td>2,3</td><td>1,9</td><td>1,6</td><td>1,4</td><td>1,3</td><td>1,15</td><td>1,1</td><td>1</td><td>1</td></tr></table>	h/d_0	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,5	0,8	1	ζ_0	4	2,3	1,9	1,6	1,4	1,3	1,15	1,1	1	1																																																
h/d_0	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,5	0,8	1																																																															
ζ_0	4	2,3	1,9	1,6	1,4	1,3	1,15	1,1	1	1																																																															

Продолжение табл. 14.11

21	Вытяжная шахта с диффузором и зонтом		<table><tr><td>h/d_0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,25</td><td>0,3</td><td>0,35</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>2,6</td><td>1,2</td><td>1</td><td>0,8</td><td>0,7</td><td>0,65</td><td>0,6</td><td>0,6</td><td>0,6</td><td>0,6</td></tr></table>	h/d_0	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,8	1	ζ_0	2,6	1,2	1	0,8	0,7	0,65	0,6	0,6	0,6	0,6
h/d_0	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,8	1															
ζ_0	2,6	1,2	1	0,8	0,7	0,65	0,6	0,6	0,6	0,6															
22	Круглый дефлектор ЦАГИ		$\zeta_0 = 0,64$																						
3. Выход через насадки																									
23	Патрубок душирующий ЛИОТ (серия 4 904-22)		$\zeta_0 = 0,75$																						
24	Патрубок душирующий инж. В. В. Батурина (серия 4 904-36)	 1 — тип ДП1-ДП3; 2 — тип ДП4-ДП6	<table><tr><td>Тип</td><td colspan="3">ДП1-ДП3</td><td colspan="2">ДП4-ДП6</td></tr><tr><td>α°</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>0; +20</td><td>-20</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>5</td><td>3,2</td><td>2,4</td><td>3,2</td><td>2,8</td></tr></table>	Тип	ДП1-ДП3			ДП4-ДП6		α°	30	45	60	0; +20	-20	ζ_0	5	3,2	2,4	3,2	2,8				
Тип	ДП1-ДП3			ДП4-ДП6																					
α°	30	45	60	0; +20	-20																				
ζ_0	5	3,2	2,4	3,2	2,8																				
25	Приточный насадок с тремя диффузорами		$\zeta_0 = 1,1$																						

26	Патрубок поворотный ВНИИГС (серия 4.904-21, вып. I)		$\zeta_0=1,1$																																																																												
27	Воздухораспределитель универсальный ВНИИГС потолочного типа (серия 4.904-21, вып. II)		При поджатом диске $\zeta_0=3$ При опущенном диске $\zeta_0=1,9$																																																																												
28	Воздухораспределитель ВНИИГС пристенного типа (серия 4.904-21, вып. III)		$\zeta_0=6,8$																																																																												
29	Воздухораспределитель комбинированный ВНИИГС потолочного типа (серия ОВ-02-137, вып. 5)		$\zeta_0=2$																																																																												
30	Дисковый плафон МИСИ		<table><tr><td>H/d_0</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>4</td><td>2,3</td><td>1,9</td></tr></table>	H/d_0	0,2	0,3	0,4	ζ_0	4	2,3	1,9																																																																				
H/d_0	0,2	0,3	0,4																																																																												
ζ_0	4	2,3	1,9																																																																												
31	Щелевой насадок		$\zeta_0=2$																																																																												
4. Колена																																																																															
32	Колена с острыми кромками на повороте		<table><tr><td colspan="13">Для квадратного и круглого сечений</td></tr><tr><td>α°</td><td>0</td><td>20</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>75</td><td>90</td><td>110</td><td>130</td><td>150</td><td>180</td></tr><tr><td>ζ_0</td><td>0</td><td>0,13</td><td>0,16</td><td>0,32</td><td>0,56</td><td>0,81</td><td>1,2</td><td>1,9</td><td>2,6</td><td>3,2</td><td>3,6</td></tr><tr><td colspan="13">При прямоугольном сечении значение ζ_0 следует умножать на коэффициент C</td></tr><tr><td>a_0/b_0</td><td>0,25</td><td>0,5</td><td>0,75</td><td>1</td><td>1,5</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td></tr><tr><td>C</td><td>1,1</td><td>1,07</td><td>1,04</td><td>1</td><td>0,95</td><td>0,9</td><td>0,83</td><td>0,78</td><td>0,75</td><td>0,72</td><td>0,71</td><td>0,7</td></tr></table>	Для квадратного и круглого сечений													α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180	ζ_0	0	0,13	0,16	0,32	0,56	0,81	1,2	1,9	2,6	3,2	3,6	При прямоугольном сечении значение ζ_0 следует умножать на коэффициент C													a_0/b_0	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	C	1,1	1,07	1,04	1	0,95	0,9	0,83	0,78	0,75	0,72	0,71	0,7
Для квадратного и круглого сечений																																																																															
α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180																																																																				
ζ_0	0	0,13	0,16	0,32	0,56	0,81	1,2	1,9	2,6	3,2	3,6																																																																				
При прямоугольном сечении значение ζ_0 следует умножать на коэффициент C																																																																															
a_0/b_0	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8																																																																			
C	1,1	1,07	1,04	1	0,95	0,9	0,83	0,78	0,75	0,72	0,71	0,7																																																																			

Продолжение табл 14 11

33

Колено Z образное

Для квадратного и круглого сечений											
l_0/b_0	0	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	
ξ_0	0	0,62	0,9	1,61	2,63	3,61	4,01	4,18	4,22	4,18	
l_0/b_0	2,4	2,8	3,2	4	5	6	7	9	10	∞	
ξ_0	3,65	3,3	3,2	3,08	2,92	2,8	2,7	2,6	2,45	2,3	
При прямоугольном сечении значение ξ следует умножать на коэффициент С, принимаемый по п. 32											

34

Колено П образное квадратного и прямоугольного сечений с одинаковыми площадями входа и выхода

Для квадратного сечения												
При $b_K/b = 0,5$												
l_0/b_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4
ξ_0	7,9	6,9	6,1	5,4	4,7	4,3	4,2	4,3	4,4	4,6	4,8	5,3
При $b_K/b_0 = 0,73$												
l/b_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4
ξ	4,5	3,6	2,9	2,5	2,4	2,3	2,3	2,3	2,4	2,6	2,7	3,2
При $b_K/b_0 = 1$												
l/b	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4
ξ_0	3,6	2,5	1,8	1,4	1,3	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	2,3
При $b_K/b_0 = 2$												
l/b_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4
ξ_0	3,9	2,4	1,5	1	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7
При прямоугольном сечении значение ξ_0 следует умножать на коэффициент С, принимаемый по п. 32												

35

Колено 90° с направляющими лопатками из листовой стали выполняемыми по дуге

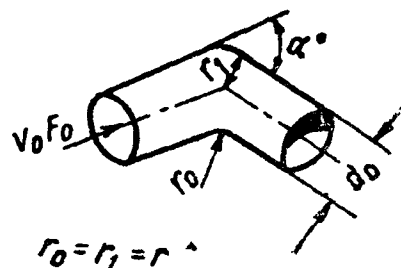
r/d_0	0	0,1	0,24	0,3
ξ_0	0,4	0,35	0,2	0,2

36

Колена с закругленными кромками на повороте

Для круглого и квадратного сечений											
При $r/d_{zv} = 0,05$											
α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ξ_0	0	0,27	0,39	0,52	0,68	0,79	0,87	0,98	1,05	1,11	1,22
При $r/d_{zv} = 0,1$											
α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ξ_0	0	0,22	0,32	0,42	0,55	0,63	0,7	0,79	0,84	0,9	0,98

Колена с закругленными кромками на повороте



При $r/d_{эв} = 0,2$

α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0	0,14	0,2	0,26	0,34	0,4	0,44	0,5	0,53	0,56	0,62

При $r/d_{эв} = 0,3$

α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0	0,1	0,14	0,19	0,24	0,28	0,31	0,35	0,37	0,39	0,43

При $r/d_{эв} = 0,4$

α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0	0,08	0,12	0,15	0,2	0,28	0,26	0,29	0,31	0,33	0,36

При $r/d_{эв} = 0,5$

α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0	0,07	0,11	0,14	0,19	0,22	0,24	0,27	0,29	0,31	0,34

При прямоугольном сечении ζ_0 следует умножать на коэффициент C

a_0/b_0	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5
C	1,3	1,17	1,09	1	0,9	0,85	0,86	0,9	0,95

5. Отводы

Для круглого и квадратного сечений
При $R_0/d_{эв} = 1$

α°	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0,06	0,09	0,13	0,16	0,19	0,21	0,24	0,25	0,27	0,29

При $R/d_{эв} = 1,5$

α°	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0,05	0,08	0,1	0,13	0,15	0,17	0,19	0,2	0,22	0,24

При $R_0/d_{эв} = 2$

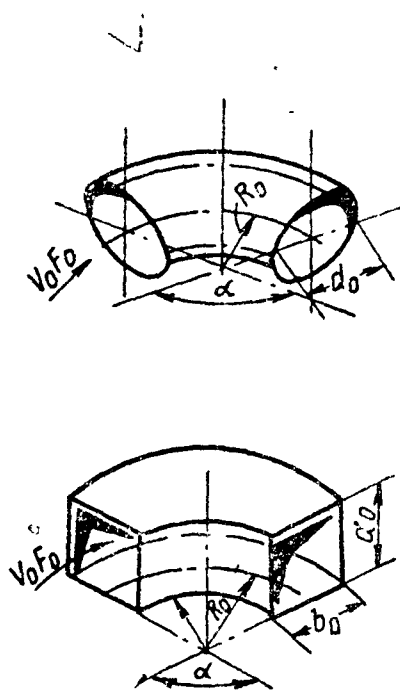
α°	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_0	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14	0,15	0,17	0,18	0,19	0,21

При прямоугольном сечении значения ζ_0 следует умножать на коэффициент C

a/b_0	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5
C	1,3	1,17	1,09	1	0,9	0,85	0,86	0,9	0,95

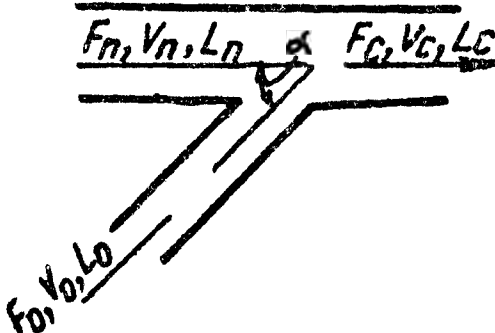
37

Отводы круглого сечения



Продолжение табл 14 11

6. Тройники и крестовины

			6. Тройники и крестовины														
			F_{Π}/F_c	F_0/F_c	L_0/L_c												
					0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9				
					Значения ζ_{Π} при $\alpha = 30^\circ$												
38	Вытяжной ник — проход				0,2	0,6	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0	— 0,5	— 4	
						0,7	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	— 0,1	— 2,8	
						0,8	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	— 2,3	
						0,3	0,5	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	— 0,2	— 0,1	— 2,1	— 15
							0,6	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	— 0,1	— 1,4	— 11
							0,7	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0	— 1	— 8
							0,8	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,1	— 0,6	— 7
							0,4	0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0	— 0,9	— 4,6
						0,6		0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0	— 0,6	— 3,2	— 20
						0,7		0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0	— 0,4	— 2,4	— 14
0,8	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1		0	— 0,4	— 2,4	— 14						
0,5	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,3	— 1,3	— 5,4	— 19	— 100							
	0,4	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,1	— 0,9	— 3,4	— 13,6	— 75							
	0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	0	— 0,5	— 2,1	— 8,1	— 46							
	0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,1	— 1,1	— 4,7	— 30							
	0,7	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,1	— 0,9	— 4,1	— 24						
0,6	0,8	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0	— 0,8	— 3,8	— 23							
	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,1	— 0,1	— 3	— 8	— 26	— 140							
	0,3	0,2	0,2	0,2	0	— 0,6	— 2,1	— 6,8	— 23	— 125							
	0,4	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,2	— 1,5	— 5	— 17	— 96							
	0,5	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,1	— 0,8	— 2,5	— 10	— 57							
0,7	0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,2	— 1,2	— 6,3	— 40							
	0,7	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,1	— 1,2	— 5,4	— 36						
	0,8	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0	— 1	— 4,5	— 31						
	0,2	0,2	0,2	0	— 0,4	— 1,5	— 4	— 12	— 38	— 200							
	0,3	0,2	0,2	0,2	0	— 0,6	— 2,5	— 8	— 28	— 150							
0,8	0,4	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,3	— 1,9	— 7	— 25	— 140							
	0,5	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,2	— 1,3	— 5	— 16	— 91							
	0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,3	— 1,6	— 7	— 49							
	0,2	0,2	0,2	0	— 0,5	— 2	— 5,6	— 16	— 52	— 278							
	0,3	0,2	0,2	0,1	— 0,1	— 1,1	— 3,4	— 10	— 35	— 192							
0,9	0,4	0,2	0,2	0,2	0	— 0,7	— 2,8	— 9	— 30	— 173							
	0,5	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,3	— 1,8	— 6	— 20	— 115							
	0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,4	— 2,3	— 10	— 64							
	0,2	0,2	0,2	0	— 0,6	— 2,8	— 8,3	— 23	— 74	— 387							
	0,3	0,2	0,2	0,1	— 0,2	— 1,6	— 5,3	— 15	— 48	— 266							
1	0,4	0,2	0,2	0,2	0	— 1	— 3,5	— 11	— 36	— 206							
	0,5	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,3	— 2	— 7	— 24	— 137							
	0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	— 0,4	— 2,3	— 12	— 80							
	0,2	0,2	0,2	— 0,4	— 1,8	— 5,2	— 13	— 34	— 105	— 540							
	0,3	0,2	0,2	0	— 0,8	— 3,2	— 8,4	— 23	— 71	— 375							
Значения ζ_{Π} при $\alpha = 45^\circ$																	
0,2	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	— 0,1	— 3							
	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,3	— 1,4							
	0,8	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,4	— 0,4							
0,3	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	— 0,3	— 6,3							
	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0	— 4,1							
	0,8	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,2	— 2,3							
0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	— 0,8	— 10,4							
	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	— 0,5	— 7,2							
	0,8	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	— 0,2	— 5,6							

Продолжение табл. 14.11

8 Вытяжной тройник — проход

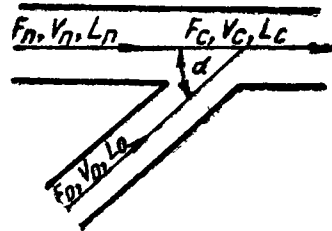
F_n/F_c F_c/F_n		L_c/L_n								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
		Значения ξ_n при $\alpha=45^\circ$								
0,5	0,5	0,4	0,4	0,5	0,6	0,5	0,4	-0,2	-3,4	-25
0,5	0,6	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,1	-1,9	-16
0,5	0,7	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,2	-1	-11,3
0,5	0,8	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	-0,6	-7,5
0,6	0,2	0,2	0,2	0,1	-0,1	-1	-3	-8	-26	-140
0,6	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	-0,1	-1	-3,8	-14	-79
0,6	0,4	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2	-0,2	-2	-8	-50
0,6	0,5	0,2	0,3	0,4	0,4	0,3	0	-1,2	-5,4	-36
0,6	0,6	0,2	0,3	0,4	0,4	0,4	0,1	-0,8	-3,6	-25
0,7	0,2	0,2	0,2	0,1	-0,2	-1,3	-4	-12	-38	-200
0,7	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	-0,1	-1,4	-4,9	-18	-100
0,7	0,4	0,2	0,3	0,3	0,3	0,1	-0,5	-2,7	-10	-61
0,7	0,5	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	-0,1	-1,6	-8	-47
0,7	0,6	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	0	-1,3	-7	-39
0,8	0,2	0,2	0,2	0,1	-0,4	-1,6	-5,3	-16	-52	-278
0,8	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	-0,3	-1,8	-6,4	-23	-128
0,8	0,4	0,2	0,3	0,3	0,3	0,1	-0,8	-3,6	-13	-77
0,8	0,5	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	-0,5	-2,9	-11	-58
0,8	0,6	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	-0,4	-2,6	-9	-52
0,9	0,2	0,2	0,2	0	-0,6	-2,4	-7,6	-21	-68	-350
0,9	0,3	0,2	0,2	0,2	0	-0,7	-2,8	-9	-30	-166
0,9	0,4	0,2	0,3	0,3	0,2	0	-1	-4,5	-16	-97
0,9	0,5	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	-0,5	-3,2	-13	-77
0,9	0,6	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	-0,5	-3,2	-12	-69
1	0,2	0,2	0,1	-0,1	-0,8	-3,6	-10	-27	-85	-445
1	0,3	0,2	0,2	0,1	-0,1	-1,2	-4,4	-13	-41	-225
1	0,4	0,2	0,3	0,3	0,2	0	-1,2	-5,6	-20	-115
1	0,5	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	-0,5	-3,3	-14	-80
1	0,6	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	-0,5	-3,2	-13	-70

39 Вытяжной тройник — боковое ответвление

F_n/F_c F_c/F_n		L_c/L_n								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
		Значения ξ_0 при $\alpha=30^\circ$								
0,2	0,6	-150	-27	-8	-2,6	-0,6	0	0,2	0,4	0,4
0,2	0,7	-210	-39	-12	-4	-1,2	-0,1	0,2	0,4	0,4
0,2	0,8	-292	-54	-17	-5,4	-1,7	-0,1	0,2	0,4	0,4
0,3	0,6	-87	-15	-4	-1,2	-0,1	0,2	0,3	0,4	0,4
0,3	0,7	-103	-18	-5	-1,4	-0,2	0,1	0,3	0,4	0,4
0,3	0,8	-160	-29	-8	-2,4	-0,4	0,1	0,3	0,4	0,4
0,4	0,6	-65	-12	-3,2	-0,8	0	0,2	0,4	0,4	0,4
0,4	0,7	-76	-13	-3,3	-0,8	0	0,2	0,3	0,4	0,4
0,4	0,8	-103	-17	-4,6	-0,8	0	0,2	0,3	0,4	0,4
0,5	0,3	-11,7	-1	0,6	0,8	1	1	1	1	1
0,5	0,4	-22,4	-2,4	0,5	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
0,5	0,5	-38	-6,3	-1,2	0,2	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7
0,5	0,6	-52	-9	-2,5	-0,6	0	0,2	0,3	0,4	0,4
0,5	0,7	-70	-12	-3	-0,8	0	0,2	0,3	0,4	0,4
0,5	0,8	-77	-15	-4	-0,8	0	0,2	0,3	0,4	0,4
0,6	0,2	-4,2	-0,2	0,6	0,9	1	1	-	-	-
0,6	0,3	-10,4	-0,8	0,6	0,9	1	1	1	1	1
0,6	0,4	-18	-1,8	0,4	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
0,6	0,5	-30	-6	-0,1	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
0,6	0,6	-45	-8,1	-2,3	-0,6	0	0,2	0,3	0,4	0,4
0,7	0,2	-3,8	-0,1	0,7	0,9	1	1	-	-	-
0,7	0,3	-9	-0,6	0,7	0,9	1	1	1	1	1
0,7	0,4	-16	-1,2	0,6	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
0,7	0,5	-25	-4,7	0	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
0,7	0,6	-40	-7,2	-2	-0,6	0	0,2	0,3	0,4	0,4
0,8	0,2	-3,2	0,1	0,7	0,9	1	1	-	-	-
0,8	0,3	-8	-0,4	0,7	0,9	1	1	1	1	1
0,8	0,4	-14	-0,5	0,6	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9

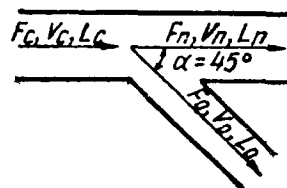
Продолжение табл 14.11

39

Вытяжной трой-
ник — боковое ответ-
вление

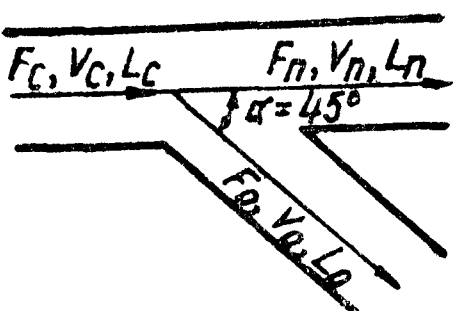
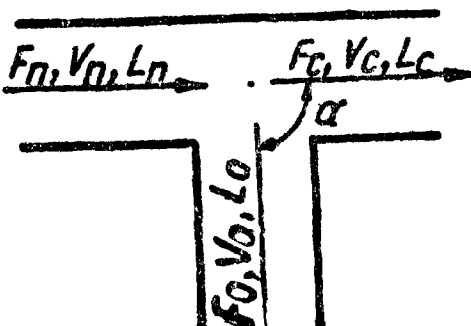
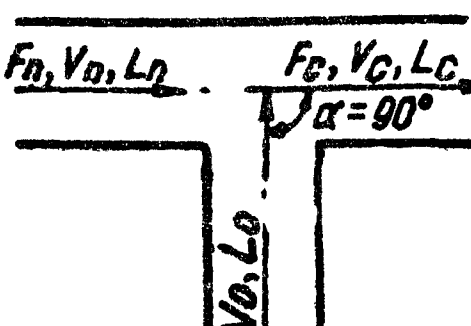
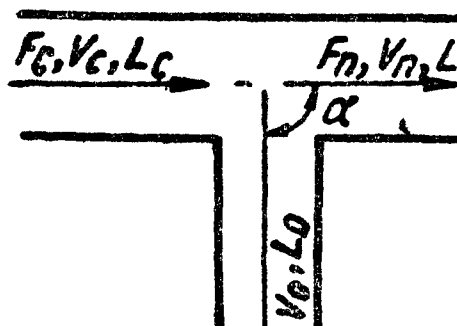
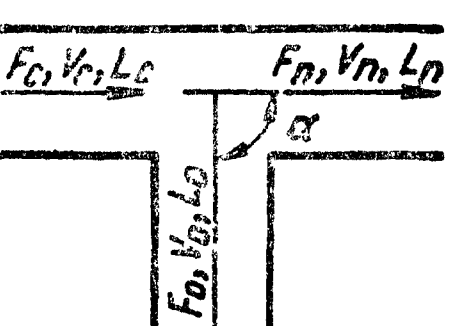
ζ_0 относить к v_0
Сопроотивления тройников в от-
ветвлениях даны с учетом полу-
отвода

		L_0/L_c								
F_{II}/F_c	F_0/F_c	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Значения ζ_0 при $\alpha=30^\circ$										
0,8	0,5	-23	-3,5	0,1	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
	0,6	-36	-6,8	-1,8	-0,4	0	0,2	0,3	0,4	0,4
0,9	0,2	-2,5	0,2	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	-6,3	-0,1	0,8	1	1	1	1	1	1
	0,4	-12	-0,1	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	0,5	-19	-2,5	0,2	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
	0,6	-33	-5,9	-1,4	-0,2	0,1	0,2	0,3	0,4	0,4
1	0,2	-2	0,3	0,9	1	1	1	—	—	—
	0,3	-5,4	0,2	0,9	1	1	1	1	1	1
	0,4	-10	-0,4	0,7	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	0,5	-15	-1,4	0,3	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
	0,6	-30	-5	-1,1	-0,1	0,1	0,3	0,4	0,4	0,4
Значения ζ_0 при $\alpha=45^\circ$										
0,2	0,6	-170	-30	-9	-2,9	-0,8	0,1	0,4	0,5	0,5
	0,7	-238	-39	-11	-3,5	-0,9	-0,1	0,4	0,5	0,5
	0,8	-295	-51	-16	-5,6	-1,9	-0,4	0,2	0,4	0,4
0,3	0,6	-126	-23	-6,6	-2	-0,4	0,3	0,5	0,5	0,5
	0,7	-171	-30	-8,4	-2,5	-0,6	0,1	0,4	0,5	0,5
	0,8	-221	-40	-12	-3,8	-1,2	-0,1	0,3	0,4	0,4
0,4	0,6	-94	-16	-4,4	-1,1	0	0,4	0,5	0,5	0,5
	0,7	-128	-22	-6	-1,5	-0,1	0,3	0,5	0,5	0,5
	0,8	-170	-30	-8	-2,4	-0,5	0,2	0,5	0,5	0,5
0,5	0,3	-10	-0,8	0,1	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6
	0,4	-20	-2,8	0	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	-45	-7,2	-1,5	0	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,6	-76	-13	-3,4	-0,8	0,1	0,4	0,5	0,5	0,5
	0,7	-106	-18	-4,9	-1,2	0	0,3	0,5	0,5	0,5
	0,8	-135	-22	-5,4	-1,5	0	0,3	0,5	0,5	0,5
0,6	0,2	-3,6	0,3	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	-9	-0,8	0,1	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6
	0,4	-17	-2	0	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	-30	-5	-0,8	0,2	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,6	-50	-8,1	-2	-0,3	0,2	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,7	-70	-12	-2,7	-0,5	0,2	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,8	-93	-14	-3,2	-0,6	0,2	0,5	0,5	0,5	0,5
0,7	0,2	-2,8	0,4	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	-7,7	-0,8	0,1	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6
	0,4	-14	-2	0	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	-25	-3,8	-0,6	0,2	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
0,8	0,2	-2,2	0,4	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	-6,3	-0,8	0,1	0,4	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6
	0,4	-12	-1,6	0	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	-19	-2,5	-0,1	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
0,9	0,2	-1,6	0,5	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	-5	-0,5	0,3	0,5	0,6	0,7	0,7	0,8	0,8
	0,4	-10	-1,2	0,1	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	-15	-1,9	0	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
1	0,2	-1,2	0,5	0,8	1	1	1	—	—	—
	0,3	-3,5	-0,1	0,5	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	1
	0,4	-8	-0,6	0,4	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,6
	0,5	-13	-1,9	0	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Перточный трой-
ник — проход

ζ_{II} относить к v_{II}

Значения ζ_{II}									
F_{II}/F_c	L_{II}/L_c								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,4
0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,9
0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,4	1,6
0,5	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,3	0,6	2,5
0,6	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,2	0,4	0,9	3,6
0,7	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0	0,5	1,2	9,8
0,8	0,2	0,2	0,1	0,1	0	0	0,7	1,6	12,8
0,9	0,2	0,1	0,1	0	0	0	0,9	2	16,2
1	0,1	0,1	0	0	0	0	1,1	2,5	20

41	Приточный тройник — боковое ответвление	 ζ_0 относить к v_0 Сопротивления тройников в ответвлениях даны с учетом полуволна	Значения ζ_0 <table> <tr> <th rowspan="2">F_0/F_c</th><th colspan="10">L_0/L_c</th></tr> <tr> <th>0,1</th><th>0,2</th><th>0,3</th><th>0,4</th><th>0,5</th><th>0,6</th><th>0,7</th><th>0,8</th><th>0,9</th></tr> <tr><td>0,2</td><td>2</td><td>0,6</td><td>0,5</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,4</td></tr> <tr><td>0,3</td><td>5,4</td><td>1,1</td><td>0,5</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,5</td></tr> <tr><td>0,4</td><td>11,2</td><td>2</td><td>0,9</td><td>0,5</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,5</td><td>0,5</td></tr> <tr><td>0,5</td><td>17,5</td><td>3,8</td><td>1,4</td><td>0,8</td><td>0,5</td><td>0,5</td><td>0,5</td><td>0,5</td><td>0,5</td></tr> <tr><td>0,6</td><td>28,8</td><td>5,4</td><td>2</td><td>1,1</td><td>0,7</td><td>0,6</td><td>0,5</td><td>0,5</td><td>0,5</td></tr> <tr><td>0,7</td><td>44</td><td>8,6</td><td>3,3</td><td>1,5</td><td>1</td><td>0,7</td><td>0,5</td><td>0,5</td><td>0,5</td></tr> <tr><td>0,8</td><td>57,6</td><td>12,8</td><td>5</td><td>2,4</td><td>1,3</td><td>0,9</td><td>0,7</td><td>0,6</td><td>0,6</td></tr> </table>	F_0/F_c	L_0/L_c										0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,2	2	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	5,4	1,1	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,4	11,2	2	0,9	0,5	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	17,5	3,8	1,4	0,8	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,6	28,8	5,4	2	1,1	0,7	0,6	0,5	0,5	0,5	0,7	44	8,6	3,3	1,5	1	0,7	0,5	0,5	0,5	0,8	57,6	12,8	5	2,4	1,3	0,9	0,7	0,6	0,6
F_0/F_c	L_0/L_c																																																																																												
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9																																																																																				
0,2	2	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4																																																																																				
0,3	5,4	1,1	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5																																																																																				
0,4	11,2	2	0,9	0,5	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5																																																																																				
0,5	17,5	3,8	1,4	0,8	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5																																																																																				
0,6	28,8	5,4	2	1,1	0,7	0,6	0,5	0,5	0,5																																																																																				
0,7	44	8,6	3,3	1,5	1	0,7	0,5	0,5	0,5																																																																																				
0,8	57,6	12,8	5	2,4	1,3	0,9	0,7	0,6	0,6																																																																																				
42	Тройник вытяжной $\alpha = 90^\circ$ — проход	 $F_0 + F_{\Pi} > F_c, F_{\Pi} = F_c$ ζ_{Π} относить к v_{Π}	Значения ζ_{Π} <table> <tr> <th rowspan="2">F_0/F_{Π}</th><th colspan="10">L_0/L_c</th></tr> <tr> <th>0,1</th><th>0,2</th><th>0,3</th><th>0,4</th><th>0,5</th><th>0,6</th><th>0,7</th><th>0,8</th><th>0,9</th><th>1</th></tr> <tr><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,5</td><td>0,9</td><td>1,5</td><td>2,5</td><td>4,4</td><td>8,4</td><td>20</td><td>82</td><td></td></tr> <tr><td>0,2</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,8</td><td>1,3</td><td>2,1</td><td>3,7</td><td>7,1</td><td>16,7</td><td>69</td><td></td></tr> <tr><td>0,4</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>1</td><td>1,6</td><td>2,8</td><td>5,2</td><td>12,3</td><td>51</td><td></td></tr> <tr><td>0,6</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1,3</td><td>2,2</td><td>4,1</td><td>9,5</td><td>39</td><td></td></tr> <tr><td>0,8</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,7</td><td>1,1</td><td>1,8</td><td>3,3</td><td>7,6</td><td>31</td><td></td></tr> <tr><td>1</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,7</td><td>1</td><td>1,6</td><td>2,8</td><td>6,3</td><td>25</td><td></td></tr> </table>	F_0/F_{Π}	L_0/L_c										0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	0,1	0,2	0,5	0,9	1,5	2,5	4,4	8,4	20	82		0,2	0,2	0,4	0,8	1,3	2,1	3,7	7,1	16,7	69		0,4	0,2	0,4	0,6	1	1,6	2,8	5,2	12,3	51		0,6	0,2	0,4	0,6	0,8	1,3	2,2	4,1	9,5	39		0,8	0,3	0,4	0,5	0,7	1,1	1,8	3,3	7,6	31		1	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,6	2,8	6,3	25				
F_0/F_{Π}	L_0/L_c																																																																																												
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1																																																																																			
0,1	0,2	0,5	0,9	1,5	2,5	4,4	8,4	20	82																																																																																				
0,2	0,2	0,4	0,8	1,3	2,1	3,7	7,1	16,7	69																																																																																				
0,4	0,2	0,4	0,6	1	1,6	2,8	5,2	12,3	51																																																																																				
0,6	0,2	0,4	0,6	0,8	1,3	2,2	4,1	9,5	39																																																																																				
0,8	0,3	0,4	0,5	0,7	1,1	1,8	3,3	7,6	31																																																																																				
1	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,6	2,8	6,3	25																																																																																				
43	Тройник вытяжной $\alpha = 90^\circ$ — боковое ответвление	 $F_0 + F_{\Pi} > F_c, F_{\Pi} = F_c$ ζ_0 относить к v_0	Значения ζ_0 <table> <tr> <th rowspan="2">F_0/F_{Π}</th><th colspan="10">L_0/L_c</th></tr> <tr> <th>0,1</th><th>0,2</th><th>0,3</th><th>0,4</th><th>0,5</th><th>0,6</th><th>0,7</th><th>0,8</th><th>0,9</th><th>1</th></tr> <tr><td>0,1</td><td>0,3</td><td>0,9</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr> <tr><td>0,2</td><td>-1,7</td><td>0,6</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr> <tr><td>0,4</td><td>-9,4</td><td>-0,6</td><td>0,7</td><td>1</td><td>1,1</td><td>1,1</td><td>1,1</td><td>1,1</td><td>1,1</td><td>1,1</td></tr> <tr><td>0,6</td><td>-21</td><td>-2,7</td><td>0,1</td><td>0,9</td><td>1,1</td><td>1,2</td><td>1,2</td><td>1,2</td><td>1,2</td><td>1,2</td></tr> <tr><td>0,8</td><td>-37</td><td>-5,5</td><td>-0,7</td><td>0,6</td><td>1,1</td><td>1,2</td><td>1,3</td><td>1,3</td><td>1,2</td><td>1,2</td></tr> <tr><td>1</td><td>-50</td><td>-8,8</td><td>-1,7</td><td>0,3</td><td>1</td><td>1,3</td><td>1,3</td><td>1,3</td><td>1,3</td><td>1,3</td></tr> </table>	F_0/F_{Π}	L_0/L_c										0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	0,1	0,3	0,9	1	1	1	1	1	1	1	1	0,2	-1,7	0,6	1	1	1	1	1	1	1	1	0,4	-9,4	-0,6	0,7	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	0,6	-21	-2,7	0,1	0,9	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	0,8	-37	-5,5	-0,7	0,6	1,1	1,2	1,3	1,3	1,2	1,2	1	-50	-8,8	-1,7	0,3	1	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3			
F_0/F_{Π}	L_0/L_c																																																																																												
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1																																																																																			
0,1	0,3	0,9	1	1	1	1	1	1	1	1																																																																																			
0,2	-1,7	0,6	1	1	1	1	1	1	1	1																																																																																			
0,4	-9,4	-0,6	0,7	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1																																																																																			
0,6	-21	-2,7	0,1	0,9	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2																																																																																			
0,8	-37	-5,5	-0,7	0,6	1,1	1,2	1,3	1,3	1,2	1,2																																																																																			
1	-50	-8,8	-1,7	0,3	1	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3																																																																																			
44	Тройник приточный $\alpha = 90^\circ$ — проход	 ζ_{Π} относить к v_{Π}	1 $F_0 + F_{\Pi} < F_c, I_{\Pi} = F_c$ <table> <tr><td>v_{Π}/v_c</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1</td></tr> <tr><td>ζ_{Π}</td><td>0,4</td><td>0</td><td>-0,1</td><td>-0,1</td><td>0</td></tr> </table> 2 $F_0 + F_{\Pi} = F_c$ <table> <tr><td>v_{Π}/v_c</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1</td><td>1,2</td><td>1,4</td><td>1,6</td><td>1,8</td><td>2</td></tr> <tr><td>ζ_{Π}</td><td>4,4</td><td>2</td><td>0,8</td><td>0,1</td><td>0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td></tr> </table>	v_{Π}/v_c	0,4	0,5	0,6	0,8	1	ζ_{Π}	0,4	0	-0,1	-0,1	0	v_{Π}/v_c	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	ζ_{Π}	4,4	2	0,8	0,1	0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8																																																								
v_{Π}/v_c	0,4	0,5	0,6	0,8	1																																																																																								
ζ_{Π}	0,4	0	-0,1	-0,1	0																																																																																								
v_{Π}/v_c	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2																																																																																			
ζ_{Π}	4,4	2	0,8	0,1	0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8																																																																																			
45	Тройник приточный $\alpha = 90^\circ$ — боковое ответвление	 ζ_0 относить к v_0	1 $F_0 + F_{\Pi} < F_c, I_{\Pi} = F_c$ <table> <tr><td>v_0/v_c</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1</td><td>1,2</td><td>1,4</td><td>1,6</td><td>1,8</td><td>2</td><td>2,2</td><td>2,4</td><td>2,6</td></tr> <tr><td>ζ_0</td><td>9,1</td><td>4,2</td><td>2,3</td><td>1,6</td><td>1,2</td><td>1</td><td>0,8</td><td>0,7</td><td>0,7</td><td>0,7</td><td>0,7</td><td>0,7</td></tr> </table> 2 $F_0 + F_{\Pi} = F_c$ $\zeta = \frac{1}{(v_0/v_c)^2}$	v_0/v_c	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	ζ_0	9,1	4,2	2,3	1,6	1,2	1	0,8	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7																																																																
v_0/v_c	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6																																																																																	
ζ_0	9,1	4,2	2,3	1,6	1,2	1	0,8	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7																																																																																	

Продолжение табл 14.11

46	Штанообразный тройник		Коэффициент сопротивления определяется как для бокового ответвления, при всасывании—по п. 39; при нагнетании—по п. 41																																																																																				
47	Крестовина		Коэффициент сопротивления определяется как для бокового ответвления при всасывании — по п. 39 при нагнетании—по п. 41																																																																																				
7. Диффузоры и конфузоры																																																																																							
48	Диффузор прямоугольного сечения в сети		Значения ζ_0																																																																																				
			<table><tr><th rowspan="2">F_0/F_1</th><th colspan="10">α°</th></tr><tr><th>10</th><th>12</th><th>14</th><th>16</th><th>18</th><th>20</th><th>24</th><th>28</th><th>32</th><th>40</th></tr><tr><td>0,2</td><td>0,14</td><td>0,17</td><td>0,2</td><td>0,24</td><td>0,28</td><td>0,31</td><td>0,4</td><td>0,49</td><td>0,59</td><td>0,69</td></tr><tr><td>0,25</td><td>0,13</td><td>0,15</td><td>0,18</td><td>0,21</td><td>0,24</td><td>0,27</td><td>0,35</td><td>0,43</td><td>0,52</td><td>0,61</td></tr><tr><td>0,3</td><td>0,11</td><td>0,13</td><td>0,16</td><td>0,19</td><td>0,22</td><td>0,24</td><td>0,31</td><td>0,38</td><td>0,46</td><td>0,53</td></tr><tr><td>0,4</td><td>0,09</td><td>0,1</td><td>0,12</td><td>0,14</td><td>0,16</td><td>0,18</td><td>0,23</td><td>0,28</td><td>0,34</td><td>0,4</td></tr><tr><td>0,5</td><td>0,07</td><td>0,08</td><td>0,09</td><td>0,1</td><td>0,12</td><td>0,13</td><td>0,17</td><td>0,2</td><td>0,24</td><td>0,28</td></tr><tr><td>0,6</td><td>0,05</td><td>0,06</td><td>0,07</td><td>0,07</td><td>0,08</td><td>0,09</td><td>0,11</td><td>0,14</td><td>0,16</td><td>0,19</td></tr></table>	F_0/F_1	α°										10	12	14	16	18	20	24	28	32	40	0,2	0,14	0,17	0,2	0,24	0,28	0,31	0,4	0,49	0,59	0,69	0,25	0,13	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27	0,35	0,43	0,52	0,61	0,3	0,11	0,13	0,16	0,19	0,22	0,24	0,31	0,38	0,46	0,53	0,4	0,09	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,23	0,28	0,34	0,4	0,5	0,07	0,08	0,09	0,1	0,12	0,13	0,17	0,2	0,24	0,28	0,6	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	0,11
F_0/F_1	α°																																																																																						
	10	12	14	16	18	20	24	28	32	40																																																																													
0,2	0,14	0,17	0,2	0,24	0,28	0,31	0,4	0,49	0,59	0,69																																																																													
0,25	0,13	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27	0,35	0,43	0,52	0,61																																																																													
0,3	0,11	0,13	0,16	0,19	0,22	0,24	0,31	0,38	0,46	0,53																																																																													
0,4	0,09	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,23	0,28	0,34	0,4																																																																													
0,5	0,07	0,08	0,09	0,1	0,12	0,13	0,17	0,2	0,24	0,28																																																																													
0,6	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,16	0,19																																																																													
49	Диффузор конический в сети		Значения ζ_0																																																																																				
			<table><tr><th rowspan="2">F_0/F_1</th><th colspan="8">α°</th></tr><tr><th>10</th><th>12</th><th>14</th><th>16</th><th>20</th><th>24</th><th>30</th><th>40</th></tr><tr><td>0,2</td><td>0,12</td><td>0,14</td><td>0,17</td><td>0,19</td><td>0,25</td><td>0,32</td><td>0,43</td><td>0,61</td></tr><tr><td>0,25</td><td>0,1</td><td>0,12</td><td>0,15</td><td>0,17</td><td>0,22</td><td>0,28</td><td>0,37</td><td>0,49</td></tr><tr><td>0,3</td><td>0,09</td><td>0,11</td><td>0,13</td><td>0,15</td><td>0,2</td><td>0,25</td><td>0,33</td><td>0,42</td></tr><tr><td>0,4</td><td>0,08</td><td>0,09</td><td>0,1</td><td>0,12</td><td>0,15</td><td>0,19</td><td>0,25</td><td>0,35</td></tr><tr><td>0,5</td><td>0,06</td><td>0,07</td><td>0,08</td><td>0,09</td><td>0,11</td><td>0,14</td><td>0,18</td><td>0,25</td></tr><tr><td>0,6</td><td>0,05</td><td>0,05</td><td>0,06</td><td>0,07</td><td>0,08</td><td>0,1</td><td>0,12</td><td>0,17</td></tr></table>	F_0/F_1	α°								10	12	14	16	20	24	30	40	0,2	0,12	0,14	0,17	0,19	0,25	0,32	0,43	0,61	0,25	0,1	0,12	0,15	0,17	0,22	0,28	0,37	0,49	0,3	0,09	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,33	0,42	0,4	0,08	0,09	0,1	0,12	0,15	0,19	0,25	0,35	0,5	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,18	0,25	0,6	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,1	0,12	0,17													
F_0/F_1	α°																																																																																						
	10	12	14	16	20	24	30	40																																																																															
0,2	0,12	0,14	0,17	0,19	0,25	0,32	0,43	0,61																																																																															
0,25	0,1	0,12	0,15	0,17	0,22	0,28	0,37	0,49																																																																															
0,3	0,09	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,33	0,42																																																																															
0,4	0,08	0,09	0,1	0,12	0,15	0,19	0,25	0,35																																																																															
0,5	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,18	0,25																																																																															
0,6	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,1	0,12	0,17																																																																															
50	Диффузор плоский несимметричный за центробежным вентилятором		Значения ζ_0																																																																																				
			<table><tr><th rowspan="2">α°</th><th colspan="6">F_1/F_0</th></tr><tr><th>1,5</th><th>2</th><th>2,5</th><th>3</th><th>3,5</th><th>4</th></tr><tr><td>10</td><td>0,08</td><td>0,09</td><td>0,1</td><td>0,1</td><td>0,11</td><td>0,11</td></tr><tr><td>15</td><td>0,1</td><td>0,11</td><td>0,12</td><td>0,13</td><td>0,14</td><td>0,15</td></tr><tr><td>20</td><td>0,12</td><td>0,14</td><td>0,15</td><td>0,16</td><td>0,17</td><td>0,18</td></tr><tr><td>25</td><td>0,15</td><td>0,18</td><td>0,21</td><td>0,23</td><td>0,25</td><td>0,25</td></tr><tr><td>30</td><td>0,18</td><td>0,25</td><td>0,3</td><td>0,33</td><td>0,35</td><td>0,35</td></tr><tr><td>35</td><td>0,21</td><td>0,31</td><td>0,33</td><td>0,41</td><td>0,43</td><td>0,44</td></tr></table> ζ_0 относить к скорости воздуха в выпускном отверстии вентилятора v_0	α°	F_1/F_0						1,5	2	2,5	3	3,5	4	10	0,08	0,09	0,1	0,1	0,11	0,11	15	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	20	0,12	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	25	0,15	0,18	0,21	0,23	0,25	0,25	30	0,18	0,25	0,3	0,33	0,35	0,35	35	0,21	0,31	0,33	0,41	0,43	0,44																													
α°	F_1/F_0																																																																																						
	1,5	2	2,5	3	3,5	4																																																																																	
10	0,08	0,09	0,1	0,1	0,11	0,11																																																																																	
15	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15																																																																																	
20	0,12	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18																																																																																	
25	0,15	0,18	0,21	0,23	0,25	0,25																																																																																	
30	0,18	0,25	0,3	0,33	0,35	0,35																																																																																	
35	0,21	0,31	0,33	0,41	0,43	0,44																																																																																	

51 Прямолинейный конфузор		Значения ζ_0 <table> <tr> <th data-bbox="941 323 1125 426" rowspan="2">l/d_{3v}</th><th colspan="4" data-bbox="1125 323 1767 426">α°</th></tr> <tr> <th>10</th><th>20</th><th>30</th><th>40</th></tr> <tr> <td>0,1</td><td>0,41</td><td>0,34</td><td>0,27</td><td>0,24</td></tr> <tr> <td>0,15</td><td>0,39</td><td>0,29</td><td>0,22</td><td>0,18</td></tr> <tr> <td>0,6</td><td>0,29</td><td>0,2</td><td>0,15</td><td>0,13</td></tr> <tr> <td>Свыше 0,6</td><td colspan="4">0,1</td></tr> </table>	l/d_{3v}	α°				10	20	30	40	0,1	0,41	0,34	0,27	0,24	0,15	0,39	0,29	0,22	0,18	0,6	0,29	0,2	0,15	0,13	Свыше 0,6	0,1			
l/d_{3v}	α°																														
	10	20	30	40																											
0,1	0,41	0,34	0,27	0,24																											
0,15	0,39	0,29	0,22	0,18																											
0,6	0,29	0,2	0,15	0,13																											
Свыше 0,6	0,1																														

8. Клапаны и диафрагмы

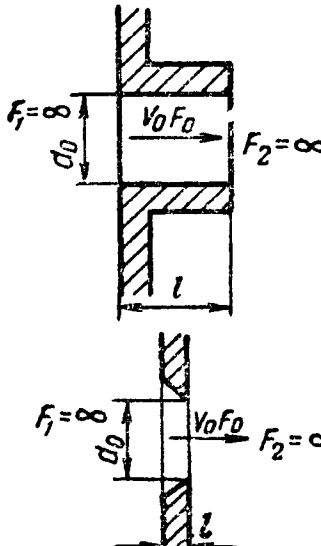
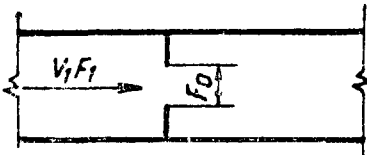
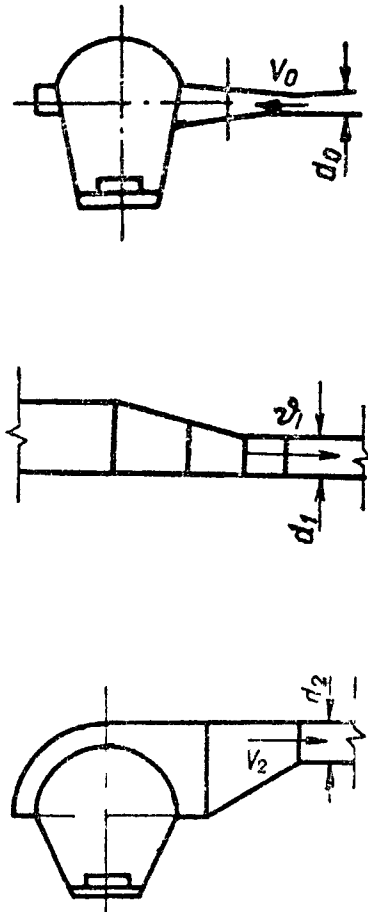
52 Шибер в круглом и прямоугольном воздуховодах	Круглый воздуховод Прямоугольный воздуховод	<table> <tr> <th>h/d_0</th><td>0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td></tr> <tr> <td colspan="12">1. Круглый воздуховод</td></tr> <tr> <th>F_h/F_0</th><td>0</td><td>—</td><td>0,25</td><td>0,38</td><td>0,5</td><td>0,61</td><td>0,71</td><td>0,81</td><td>0,9</td><td>0,96</td><td>1</td></tr> <tr> <th>ζ_0</th><td>∞</td><td>—</td><td>35</td><td>10</td><td>4,6</td><td>2,06</td><td>0,98</td><td>0,44</td><td>0,17</td><td>0,06</td><td>0</td></tr> </table> <table> <tr> <th>h/d_{3v}</th><td>0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td></tr> <tr> <td colspan="12">2. Прямоугольный воздуховод</td></tr> <tr> <th>ζ</th><td>∞</td><td>193</td><td>44,5</td><td>17,8</td><td>8,12</td><td>4,02</td><td>2,08</td><td>0,95</td><td>0,39</td><td>0,09</td><td>0</td></tr> </table>	h/d_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1. Круглый воздуховод												F_h/F_0	0	—	0,25	0,38	0,5	0,61	0,71	0,81	0,9	0,96	1	ζ_0	∞	—	35	10	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	0	h/d_{3v}	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	2. Прямоугольный воздуховод												ζ	∞	193	44,5	17,8	8,12	4,02	2,08	0,95	0,39	0,09	0
h/d_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1																																																																											
1. Круглый воздуховод																																																																																						
F_h/F_0	0	—	0,25	0,38	0,5	0,61	0,71	0,81	0,9	0,96	1																																																																											
ζ_0	∞	—	35	10	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	0																																																																											
h/d_{3v}	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1																																																																											
2. Прямоугольный воздуховод																																																																																						
ζ	∞	193	44,5	17,8	8,12	4,02	2,08	0,95	0,39	0,09	0																																																																											

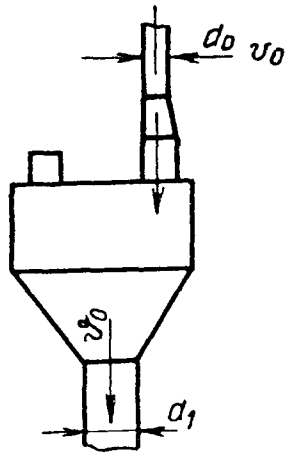
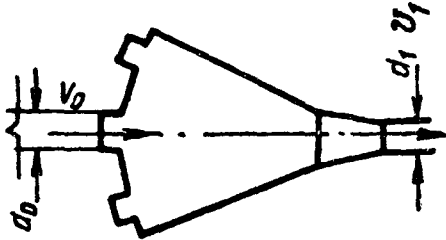
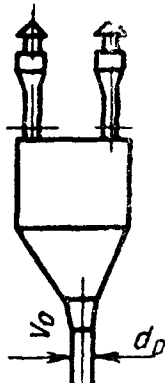
53 Дроссель-клапан		<table> <tr> <th>α°</th><td>5</td><td>10</td><td>15</td><td>20</td><td>25</td><td>30</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td>5</td><td>70</td><td>90</td></tr> <tr> <td colspan="13">1. Круглый воздуховод</td></tr> <tr> <th>ζ_0</th><td>0,24</td><td>0,52</td><td>0,9</td><td>1,54</td><td>2,51</td><td>3,91</td><td>10,8</td><td>32,6</td><td>118</td><td>256</td><td>751</td><td>∞</td></tr> <tr> <td colspan="13">2. Прямоугольный воздуховод</td></tr> <tr> <th>F_h/F_0</th><td>0,91</td><td>0,83</td><td>0,74</td><td>0,66</td><td>0,58</td><td>0,5</td><td>0,36</td><td>0,23</td><td>0,13</td><td>0,09</td><td>0,05</td><td>0</td></tr> <tr> <th>ζ_0</th><td>0,28</td><td>0,45</td><td>0,77</td><td>1,34</td><td>2,16</td><td>3,54</td><td>9,3</td><td>24,9</td><td>77,4</td><td>155</td><td>358</td><td>∞</td></tr> </table>	α°	5	10	15	20	25	30	40	50	60	5	70	90	1. Круглый воздуховод													ζ_0	0,24	0,52	0,9	1,54	2,51	3,91	10,8	32,6	118	256	751	∞	2. Прямоугольный воздуховод													F_h/F_0	0,91	0,83	0,74	0,66	0,58	0,5	0,36	0,23	0,13	0,09	0,05	0	ζ_0	0,28	0,45	0,77	1,34	2,16	3,54	9,3	24,9	77,4	155	358	∞
α°	5	10	15	20	25	30	40	50	60	5	70	90																																																																				
1. Круглый воздуховод																																																																																
ζ_0	0,24	0,52	0,9	1,54	2,51	3,91	10,8	32,6	118	256	751	∞																																																																				
2. Прямоугольный воздуховод																																																																																
F_h/F_0	0,91	0,83	0,74	0,66	0,58	0,5	0,36	0,23	0,13	0,09	0,05	0																																																																				
ζ_0	0,28	0,45	0,77	1,34	2,16	3,54	9,3	24,9	77,4	155	358	∞																																																																				

54 Многостворчатый дроссель-клапан		Значения ζ_0 <table> <tr> <th data-bbox="941 1930 1016 2032" rowspan="2">n^*</th><th colspan="10" data-bbox="1016 1930 1767 2032">α°</th></tr> <tr> <th>0</th><th>10</th><th>20</th><th>30</th><th>40</th><th>50</th><th>60</th><th>70</th><th>80</th><th>90</th></tr> <tr> <td>1</td><td>0,04</td><td>0,3</td><td>1,1</td><td>2,5</td><td>8</td><td>20</td><td>60</td><td>200</td><td>1500</td><td>8000</td></tr> <tr> <td>2</td><td>0,07</td><td>0,4</td><td>1,1</td><td>2,5</td><td>5,5</td><td>12</td><td>30</td><td>90</td><td>160</td><td>7000</td></tr> <tr> <td>3</td><td>0,12</td><td>0,12</td><td>0,8</td><td>2</td><td>5</td><td>10</td><td>19</td><td>40</td><td>160</td><td>7000</td></tr> <tr> <td>4</td><td>0,13</td><td>0,25</td><td>0,8</td><td>2</td><td>4</td><td>8</td><td>15</td><td>30</td><td>110</td><td>6000</td></tr> <tr> <td>5</td><td>0,15</td><td>0,2</td><td>0,7</td><td>1,8</td><td>3,5</td><td>7</td><td>13</td><td>28</td><td>80</td><td>5000</td></tr> </table>	n^*	α°										0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	1	0,04	0,3	1,1	2,5	8	20	60	200	1500	8000	2	0,07	0,4	1,1	2,5	5,5	12	30	90	160	7000	3	0,12	0,12	0,8	2	5	10	19	40	160	7000	4	0,13	0,25	0,8	2	4	8	15	30	110	6000	5	0,15	0,2	0,7	1,8	3,5	7	13	28	80	5000
n^*	α°																																																																													
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90																																																																				
1	0,04	0,3	1,1	2,5	8	20	60	200	1500	8000																																																																				
2	0,07	0,4	1,1	2,5	5,5	12	30	90	160	7000																																																																				
3	0,12	0,12	0,8	2	5	10	19	40	160	7000																																																																				
4	0,13	0,25	0,8	2	4	8	15	30	110	6000																																																																				
5	0,15	0,2	0,7	1,8	3,5	7	13	28	80	5000																																																																				

*n — количество створок

Продолжение табл. 14.11

				Продолжение табл. 14												
55	Перетекание через отверстие в стенке		Отверстие с утолщенными краями													
			l/d_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	4	
			ζ	2,85	2,72	2,6	2,34	1,95	1,76	1,68	1,63	1,61	1,59	1,56	1,56	
			Отверстие со срезанными краями													
			l/d	0	1,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,1	0,12	0,16	0,2	
			ζ_0	2,85	2,8	2,7	2,6	2,5	2,41	2,33	2,18	2,08	1,98	1,84	1,8	
56	Диафрагма с острыми краями		Диафрагма с острыми краями													
			Γ/l_1	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1		
			ζ	4	2,85	2	1,41	0,97	0,65	0,42	0,25	0,13	0,05	0		
0 Детали систем пневмотранспорта																
57	Горизонтальный коллектор		1 Выход в коллектор $\zeta=1$													
			2 Выход из коллектора к вентилятору $\zeta=0,5$													
			3 Отбор из коллектора $\zeta=0,5$													

58	Барабанный кол- лектор		1. Вход в коллектор $\xi_0=0,8$ 2. Выход из коллектора $\xi_1=0,5$
59	Горизонтальный сборник		1. Вход в горизонтальный сборник $\xi_0=0,8$ 2. Выход из горизонтального сборника $\xi_1=0,5$
60	Бункер циклонов		Выход из бункера циклонов в воздуховод $\xi_1=0,5$

Примечание. Коэффициенты местных сопротивлений приемников для деревообрабатывающих станков приведены в табл. 12.1.

Пример расчета сети воздуховодов общего назначения приведен в табл. 14.12 и на рис. 14.1.

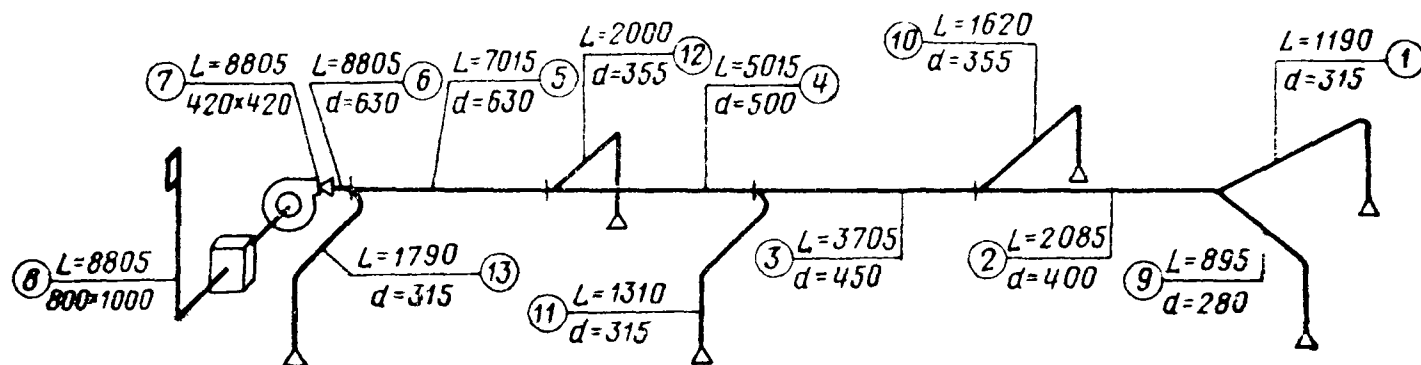


Рис. 14.1. Схема сети воздуховодов общего назначения (пример расчета)
 1—13 — номера расчетных участков; d — диаметр воздуховода; L — количество воздуха, проходящего по воздуховоду

Таблица 14.12

Расчет сети воздухопроводов общего назначения

Номер участка	Количество воздуха L		Длина l $м$	Скорость воздуха v $м/сек$	Воздуховоды				Сопротивление трения на 1 пог. м R $кг/м^2$	Сопротивление трения на участке lR $кг/м^2$	Скоростное давление $\frac{v \cdot \gamma}{2g}$ $кг/м^2$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi$ $кг/м^2$	Величина местного сопро- тивления Z $кг/м^2$	Сумма сопротивлений на участке $lR+Z$ $кг/м^2$	Сумма сопротивлений на участках от начала сети $\Sigma(lR+Z)$ $кг/м^2$
	$м^3/ч$	$м^3/сек$			круглые d $мм$	прямоугольные									
						F $м^2$	$a \times b$ $мм$	$d_{эв} = \frac{2ab}{a+b}$ $мм$							
1	1190	—	5,5	4,2	315	—	—	—	0,068	0,37	1,08	1,90	2,05	2,42	С запасом в 10% на не- учтенные потери $H =$ $= 1,1 \cdot 9,74 = 11 \text{ кг/м}^2$
2	2085	—	7	4,6	400	—	—	—	0,06	0,42	1,29	0,1	0,13	0,55	
7	8805	2,44	—	14	—	0,176	420×420	420	—	—	12	0,13	1,56	1,56	
8	8805	2,44	4	3,1	—	0,8	800×1000	890	0,011	0,04	0,59	3,86	2,28	2,32	
9	895	—	8,5	4	280	—	—	—	0,072	0,61	1	1,9	1,9	2,51	2,51 Располагаемое давление для участка 9 равно 2,42 кг/м ² Неувязка $\frac{2,51-2,42}{2,42} 100 = 3,7\%$
11	1310	—	5	4,7	315	—	—	—	0,084	0,42	1,35	2,51	3,4	3,82	3,82 Располагаемое давление для участка 11 равно 3,95 кг/м ² Неувязка $\frac{3,82-3,95}{3,95} 100 = 3,3\%$
12	2000	—	4	5,6	355	—	—	—	0,1	0,4	1,92	1,9	3,63	4,03	4,03 Располагаемое давление для участка 12* равно 5,18 кг/м ² Неувязка $\frac{5,18-4,03}{5,18} 100 = 22\%$
13	1790	—	5	6,4	315	—	—	—	0,148	0,74	2,51	2	5	5,74	5,74 Располагаемое давлени для участка 13 равно 5,77 кг/м ² Неувязка $\frac{5,77-5,74}{5,77} 100 = 0,5\%$

* Избыток давления на участке 12 гасится диафрагмой

* Избыток давления на участке 12 гасится диафрагмой

В. ВОЗДУХОВОДЫ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ И ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

В воздухопроводах аспирационных систем и пневмотранспорта скорости воздуха должны быть больше скорости витания частиц транспортируемого материала и скорости трогания частиц, оседающих в горизонтальных воздухопроводах при бездействии системы.

Скорости витания частиц определяются для пылей по формуле (4.1); для древесных отходов по формуле (12.2).

Скорость трогания определяют по формуле д-ра техн. наук Л. С. Клячко:

$$v_{тр} = 1,3 \sqrt[3]{\gamma_m} \text{ м/сек,} \quad (14.5)$$

где γ_m — объемный вес материала в кг/м³.

Практические величины скоростей воздуха в зависимости от характера транспортируемых материалов

приведены в табл. 14.13. В этой же таблице даны максимальные весовые концентрации транспортируемого материала в кг/кг, т. е. отношение веса транспортируемого материала к весу воздуха.

Воздуховоды систем аспирации и пневмотранспорта следует рассчитывать так же, как для чистого воздуха, — из условия одновременной работы всех отсосов (за исключением периодически действующих напольных отсосов), но при подборе оборудования учитывать концентрацию транспортируемой смеси.

Следует тщательно увязывать потери давлений в отдельных ответвлениях сети, допуская неувязку не более 10%, так как регулировка задвижками или дросселями при аспирации и пневматическом транспорте исключается. В случае необходимости увязку производят за счет увеличения количества воздуха, удаляемого от того или иного отсоса.

Таблица 14.13 откуда

Некоторые практические значения расчетных величин для проектирования систем аспирации и пневматического транспорта

Материал	Удельный вес γ в кг/м ³	Скорость движения воздуха в воздуховодах v в м/сек		Максимальная концентрация смеси μ в кг/кг	Опытный коэффициент K
		вертикальных	горизонтальных		
Земляная и песчаная пыль обратная (горелая) зсчля формовочная земля*	2500	13	15	0,8	0,7
Земля и песок влажные	2800	15	18	—	—
Глина молотая*	2000	14	17	0,8	0,6
Шамот	2200	11	17	0,8	0,6
Пыль мелкая мраморная	—	12	14	—	—
Пыль от матерчатых полировальных кругов	—	10	12	—	—
Пыль угольная*	1000—4000	14	15	1	1
Пыль тяжелая наждачная минеральная*	4000	15,5	19	—	—
Ипс тонкомолотая извести	1200	10	11	—	—
Шерсть	—	—	—	—	—
замасленная	—	18	19	—	—
незамасленная	—	19	20	—	—
искусственная	—	17	20	—	—
мериносовая (замасленная и незамасленная)	—	14	15	0,1—0,2	—
локут	—	16	18	—	—
разрыхленная и крупные очесы	—	17	18	—	—
Лен	—	—	—	—	—
короткое волокно	—	16	18	—	—
льняная костра с отходами	—	16	18	—	—
снопы тресты	—	18	20	0,5	—
Хлопок сырец разрыхленный хлопок крупные очесы хлопка	—	17	18	0,5	—
Опилки	—	—	—	—	—
чугунные*	7300	19	23	0,8	0,85
стальные*	7800	19	23	0,8	—
Шлак подмосковного угля с размером частиц 10—15 мм	1100—1600	20	22	1	0,5

Примечания 1 Для материалов отмеченных знаком * при перемещении кусков размером до 20 мм указанные в таблице скорости должны быть повышены на 25—30%.

2 Коэффициенты весовой концентрации смеси (μ) и опытные коэффициенты (K) не указанные в таблице принимать по ведомственным нормативным документам.

3 Рекомендуемые расчетные данные для транспортирования древесных отходов см в главе 12.

Сопротивление трению гибких металлических рукавов принимают в 2—2,5 раза больше, чем для стальных воздуховодов.

Рассчитывать воздуховоды следует по методу динамических давлений, основанному на условной замене потерь на трение эквивалентными им потерям на местные сопротивления $\zeta_{\text{зам}}$ выраженными в частях динамического давления по уравнению

$$\frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{v^2 \gamma}{2g} = \zeta_{\text{зам}} \frac{v^2 \gamma}{2g} \text{ кг/м}^2, \quad (14.6)$$

$$\zeta_{\text{зам}} = \frac{\lambda l}{d}$$

Тогда сопротивление движению чистого воздуха на рассчитываемом участке воздуховода $H_{\text{уч}}$ включая местные сопротивления фасонных частей, будет равно

$$H_{\text{уч}} = (\zeta_{\text{зам}} + \Sigma \xi) \frac{v^2 \gamma}{2g} \text{ кг/м}^2 \quad (14.7)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения

d — диаметр воздуховода в м

$\Sigma \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на данном участке

$\zeta_{\text{зам}}$ — количество скоростных давлений расходуемое на трение на длине l

$\frac{v^2 \gamma}{2g}$ — скоростное (динамическое) давление (см табл 14.8)

v — скорость воздуха в м/сек

g — ускорение силы тяжести в м/сек²

γ — объемный вес воздуха в кг/м³

Величины λ/d приведены в табл 14.14

Потери давления H на преодоление трения и местных сопротивлений при перемещении механических примесей

$$H = 1,1 \Sigma [H_{\text{уч}} (1 + K\mu)] \text{ кг/м}^2, \quad (14.8)$$

где $\Sigma [H_{\text{уч}} (1 + K\mu)]$ — сумма потерь давления на расчетных участках сети при перемещении воздуха с примесями

— опытный коэффициент принимаемый по табл 14.13

μ — весовая концентрация транспортируемой смеси в кг/кг

1,1 — коэффициент на неучтенные потери

При расчете внутрицехового пневмотранспорта древесных отходов обычно принимают весовую концентрацию смеси в секции отбора воздуха универсального коллектора $\mu=0,05$ кг/кг, в секции сброса отходов с транспортера универсального коллектора $\mu=0,15$ кг/кг и в воздуховодах от сборников кустовых систем $\mu=0,1$ кг/кг

Таблица 14.14

Значения λ/d для расчета воздуховодов пневмотранспорта из листовой стали

d в мм	Значение λ/d при скорости воздуха v в м/сек							
	0,1—3	3,1—6	6,1—9	9,1—12	12,1—15	15,1—18	18,1—21	21,1—25
100	0,327	0,263	0,213	0,232	0,225	0,221	0,217	0,214
110	0,29	0,233	0,215	0,206	0,2	0,196	0,193	0,19
125	0,247	0,199	0,184	0,175	0,17	0,167	0,164	0,162
140	0,215	0,173	0,159	0,152	0,148	0,145	0,143	0,141
160	0,181	0,146	0,135	0,129	0,125	0,123	0,121	0,119
180	0,157	0,126	0,116	0,111	0,108	0,106	0,104	0,103
200	0,137	0,11	0,102	0,097	0,094	0,092	0,091	0,09
225	0,119	0,095	0,083	0,084	0,082	0,08	0,079	0,078
250	0,104	0,084	0,077	0,074	0,072	0,07	0,069	0,068
280	0,09	0,073	0,067	0,064	0,062	0,061	0,06	0,059
315	0,079	0,063	0,058	0,055	0,054	0,053	0,052	0,051
355	0,067	0,054	0,05	0,048	0,046	0,045	0,045	0,044
400	0,058	0,047	0,043	0,041	0,04	0,039	0,038	0,038
450	0,05	0,04	0,037	0,035	0,034	0,034	0,033	0,033
500	0,044	0,035	0,032	0,031	0,03	0,03	0,029	0,029
560	0,038	0,031	0,023	0,027	0,023	0,023	0,025	0,025
630	0,033	0,026	0,024	0,023	0,023	0,022	0,022	0,021
710	0,028	0,023	0,021	0,02	0,019	0,019	0,019	0,018
800	0,024	0,02	0,018	0,017	0,017	0,016	0,016	0,016
900	0,021	0,017	0,016	0,015	0,014	0,014	0,014	0,014
1000	0,018	0,015	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,012
1120	0,016	0,013	0,012	0,011	0,011	0,011	0,011	0,01
1250	0,014	0,011	0,01	0,01	0,01	0,009	0,009	0,009
1400	0,012	0,01	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008	0,008
1600	0,01	0,008	0,008	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007

Потери давления при подъеме транспортируемого материала на высоту h учитывают при $\mu > 0,2$ кг/кг по формуле

$$H_{\text{под}} = \gamma \mu h \text{ кг/м}^2, \quad (14.9)$$

где γ — удельный вес чистого воздуха в кг/м³;
 h — высота подъема материала в м;
 μ — концентрация смеси в кг/кг.

Когда $\mu < 0,2$, потери давления при подъеме материала не учитывают.

Разрежение в сборном коллекторе, необходимое для отсоса от наиболее отдаленного станка, при предварительных расчетах следует определять по графику рис. 14.2.

Пример расчета универсальной системы пневматического транспорта древесных отходов по схеме на рис. 14.3 приведен в табл. 14.15.

Г. ВОЗДУХОВОДЫ СИСТЕМ, РАБОТАЮЩИХ С ЕСТЕСТВЕННЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВОЗДУХА

Движение воздуха в каналах при естественной вентиляции осуществляется за счет гравитационного давления H , образующегося вследствие разности удельных весов наружного и внутреннего воздуха:

$$H = h(\gamma_{\text{нар}} - \gamma_{\text{вн}}) \text{ кг/м}^2, \quad (14.10)$$

где h — высота воздушного столба в м;
 $\gamma_{\text{нар}}$ — удельный вес наружного воздуха в кг/м³;
 $\gamma_{\text{вн}}$ — удельный вес внутреннего воздуха в кг/м³.

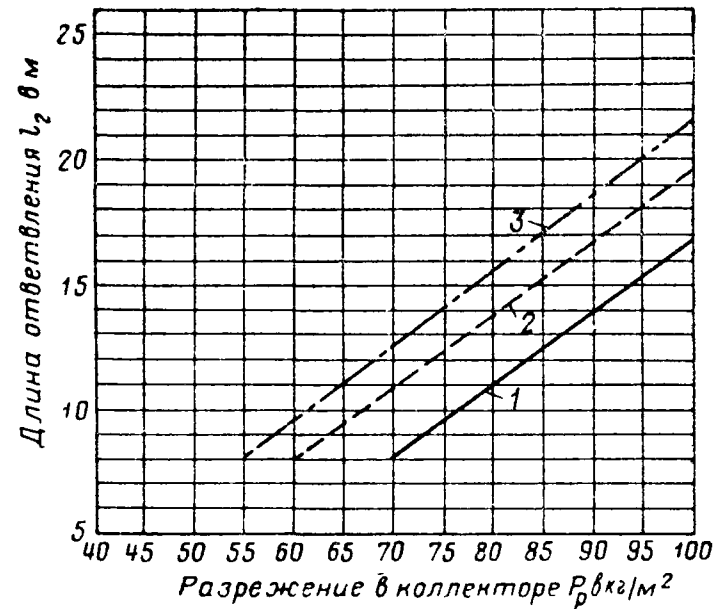


Рис. 14.2. График для приближенного определения отрицательного давления (разрежения) в сборных коллекторах, необходимого для обслуживания наиболее отдаленного станка
 1 — для магистрального коллектора; 2 — для вертикального сборника; 3 — для горизонтального сборника

Таблица 14.15

Пример расчета воздухопроводов универсальной системы пневмотранспорта по схеме на рис. 14.3

Номер станка	Номер участка	Станок или участок	Марка станка	Заданные величины			Принимаемые величины				$\frac{\lambda}{d} \cdot l$ $\zeta_{\text{зам}} = \frac{\lambda}{d} \cdot l$	$\Sigma \zeta$	$\zeta_{\text{зам}} + \Sigma \zeta$	$\frac{v \cdot \gamma}{2g}$	$H, \text{ кг/м}^2$	Подсчет величин местных сопротивлений
				минимальная L в м ³ /ч	минимальная v в м/сек	l в м	расчетная L в м ³ /ч	расчетная v в м/сек	d в мм	$\frac{\lambda}{d}$ (табл. 14.14)						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	1	Напольный отсос	СФ6-2	1100	18	6	1100	20	140	0,143	0,86	2,15	3,01	24,5	74	$1+0,15+1=2,15$ $0,8+0,15 \times 3+1,0=2,25$ $1+0,45+1=2,45$ $1+0,15 \times 3+1=2,45$
	2	Станок фуго-вальный		1320	17	12	1320	18,2	160	0,121	1,45	2,25	3,7	20,83	75	
	3	То же		1320	17	9,5	1320	18,2	160	0,121	1,15	2,45	3,6	20,83	73	
	4	»		1320	17	9,5	1320	18,2	160	0,121	1,15	2,45	3,6	20,83	73	
2	5	Станок строгальный четырехсторонний, верхняя ножевая головка	СК-15	1200	18	9,5	1380	19,1	160	0,121	1,15	2,15	3,3	22,3	74	$1+0,15+1=2,15$
12	28	Станок фрезерный с шипорезной кареткой	ВФК-1	960	17	5	1150	20,7	140	0,143	0,72	2,1	2,82	26,2	74	$0,8+0,15 \times 2+1=2,1$
Средняя потеря давления в ответвлении $H_{\text{ср}}=74 \text{ кг/м}^2$																
—	29	Участок от секции сброса отходов с транспортера до тройника				45	16480	18,6	560	0,025	1,12	1,65	2,77	21,2	59	$0,5+0,15 \times 6+0,25=1,65$
—	30	От тройника до циклона				2,5	8240	18,3	400	0,038	0,1	—	0,1	20,5	2	
—	31	Участок от секции отбора воздуха до тройника				42	16480	18,6	560	0,025	1,05	1,5	2,55	21,2	54	
—	32	От тройника до циклона				2,5	8240	18,3	400	0,038	0,1	—	0,1	20,5	2	$0,5+0,15 \times 5+0,25=1,5$

Примечание. Общая потеря давления по системе № 1 $\Sigma H_{\text{уч}} = 74 + 61 = 135 \text{ кг/м}^2$; общая потеря давления по системе № 2 $\Sigma H_{\text{уч}} = 74 + 56 = 130 \text{ кг/м}^2$.

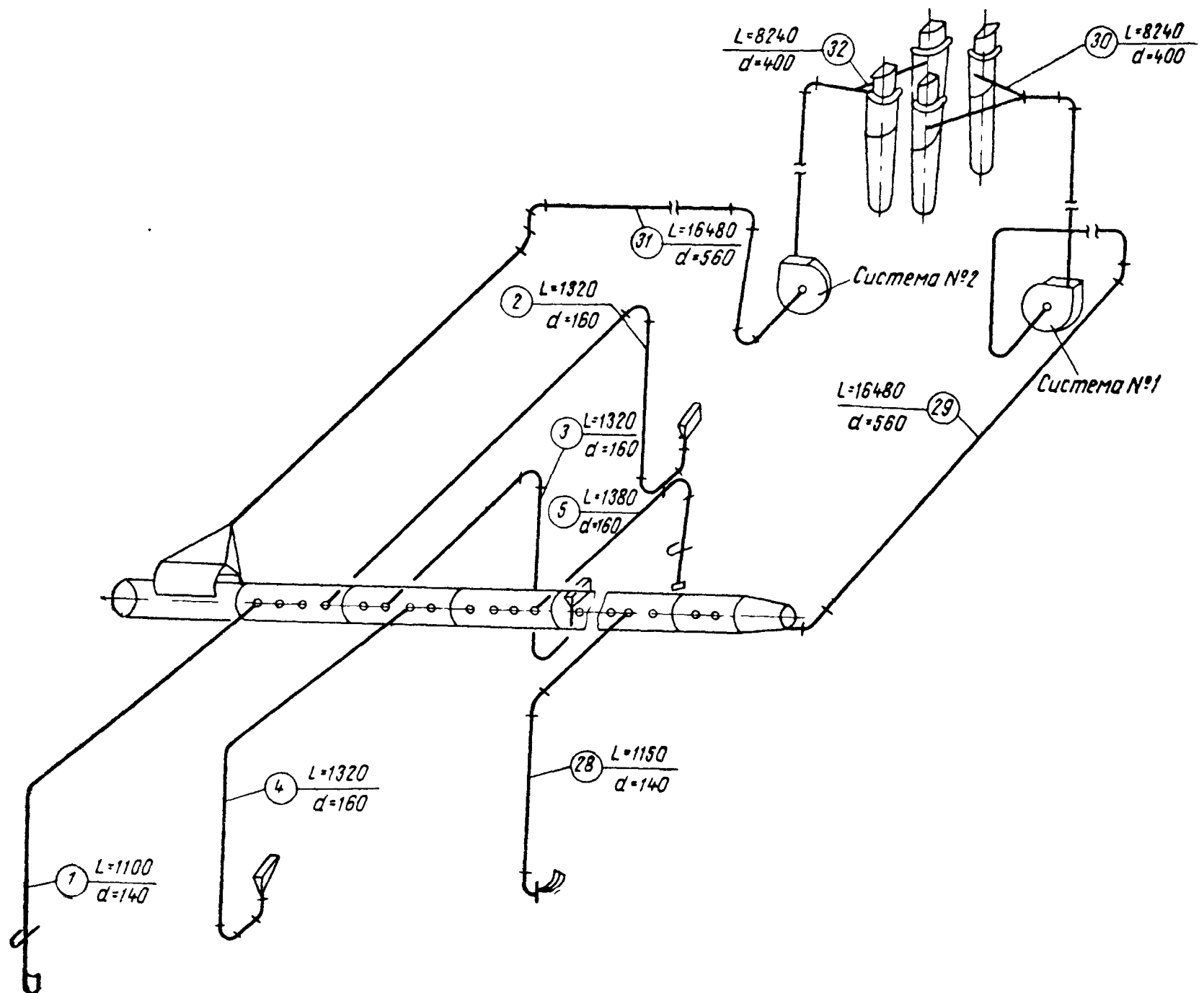


Рис 143 Схема универсальной системы пневмотранспорта
 1—5 28—32 — номера расчетных участков, d — диаметр воздуховода, L — количество воздуха, проходящего по воздуховоду

Высоту h измеряют для вытяжных воздуховодов: в помещении, имеющем только вытяжную вентиляцию — от середины вытяжного отверстия до устья вытяжной шахты, а в помещении, имеющем приточную вентиляцию, — от середины высоты помещения до устья вытяжной шахты.

Для приточных воздуховодов высоту h измеряют от середины приточной камеры до середины высоты помещения.

Величину $\gamma_{\text{нар}}$ следует принимать для температуры наружного воздуха $+5^\circ\text{C}$... $\gamma = 1,27 \text{ кг/м}^3$.

Для увеличения разрежения в вытяжных шахтах следует устанавливать дефлекторы.

Радиус действия систем с естественным движением воздуха в горизонтальном направлении обычно ограничивают 10 м.

14.2. ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ И ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

А. ВОЗДУХОПРИЕМНИКИ РАВНОМЕРНОГО ВСАСЫВАНИЯ

Равномерным считается всасывание воздуха, если оно происходит с постоянным приращением объема на единицу длины приемника. Наиболее распространены приемники равномерного всасывания, показанные на рис. 14.4.

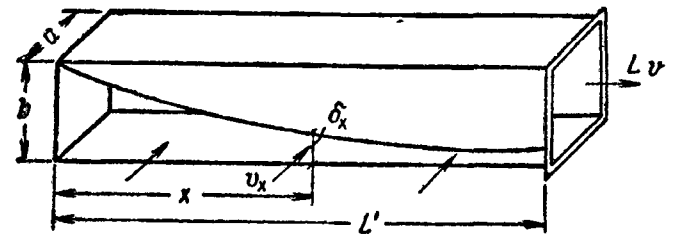


Рис. 14.4. Прямоугольный воздухоприемник постоянного поперечного сечения со щелью переменной высоты

Высота его щели δ_x и скорость воздуха в щели v_x на расстоянии x от заглушенного конца воздухоприемника соответственно равны.

$$\delta_x = \frac{1,22b}{\sqrt{1,5 + \left(\frac{x}{a}\right)^2 + \frac{\lambda_B x^3}{3a^2}}} \text{ м;} \quad (14.11)$$

$$v_x = \frac{L}{L' \delta_x} \text{ м/сек,} \quad (14.12)$$

где a — ширина воздухоприемника в м;
 b — высота воздухоприемника в м;
 L — количество удаляемого воздуха в $\text{м}^3/\text{сек}$;
 L' — длина воздухоприемника в м;
 λ_B — коэффициент трения принимается по табл. 14.16

Таблица 14.16

Коэффициенты трения λ_B в воздухоприемниках

Высота воздухоприемника в м	Ширина воздухоприемника a в м									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0,1	0,271	0,217	0,165	0,149	0,142	0,136	0,133	0,13	0,127	0,126
0,2	0,217	0,110	0,087	0,076	0,069	0,065	0,062	0,059	0,058	0,057
0,3	0,165	0,087	0,065	0,054	0,048	0,044	0,041	0,039	0,038	0,036
0,4	0,149	0,076	0,054	0,044	0,039	0,035	0,033	0,03	0,029	0,027
0,5	0,142	0,069	0,048	0,039	0,033	0,028	0,027	0,026	0,023	0,022
0,6	0,136	0,065	0,044	0,035	0,028	0,026	0,022	0,022	0,02	0,019
0,7	0,133	0,062	0,041	0,033	0,027	0,022	0,021	0,019	0,019	0,017
0,8	0,13	0,059	0,039	0,03	0,025	0,022	0,019	0,018	0,017	0,015
0,9	0,127	0,058	0,038	0,029	0,023	0,020	0,018	0,017	0,015	0,014
1	0,126	0,057	0,036	0,027	0,022	0,019	0,017	0,015	0,014	0,013
2	0,118	0,055	0,031	0,022	0,018	0,015	0,012	0,012	0,012	0,011
3	0,116	0,048	0,029	0,021	0,016	0,013	0,012	0,012	0,011	0,011

Примечание Коэффициенты трения для различных размеров воздухоприемника определены по формуле $\lambda_B = \frac{0,013}{a^{1,33} v}$

Высоту щели определяют через интервалы, обеспечивающие плавное изменение ее высоты.

Полное разрежение в конце воздухоприемника

$$H = 1,5 \frac{v_{x=L'}^2}{2g} \text{ кг/м}^2, \quad (14.13)$$

где $v_{x=L'}$ — скорость в щели при $x=L'$, т. е. в конце щели.

В формулах (14.11) и (14.13) коэффициент местного сопротивления щели принят равным 0,5.

Пример 14.1. Требуется удалить $L=2 \text{ м}^3/\text{сек}$ воздуха через щель длиной $L'=2 \text{ м}$. Ширина воздухоприемника $a=0,5 \text{ м}$ и высота $b=0,5 \text{ м}$.

Решение. Высота щели и скорость всасывания на расстоянии 0,5 м от заглушенного конца при $\lambda_B=0,028$ (см. табл. 14.16) соответственно равны:

$$\delta_{x=0,5} = \frac{1,22 \cdot 0,6}{\sqrt{1,5 - \left(\frac{0,5}{0,5}\right)^2 + \frac{0,028 \cdot 0,5^3}{3 \cdot 0,5^2}}} = 0,47 \text{ м;}$$

$$v_{x=0,5} = \frac{2}{2 \cdot 0,47} = 2,1 \text{ м/сек.}$$

Значения δ_x и v_x для других расстояний от конца воздухоприемника помещены в табл. 14.17.

Разрежение в конце воздухоприемника

$$H = 1,5 \frac{5,7^2 \cdot 1,2}{2 \cdot 9,81} = 3 \text{ кг/м}^2.$$

Таблица 14.17

Величины δ_x и v_x для различных значений x

$x, м$	0	0,5	1	1,5	2
$\delta_x, м$	0,6	0,47	0,31	0,225	0,175
$v_x, м/сек$	1,7	2,1	3,2	4,5	5,7

Б. ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ РАВНОМЕРНОЙ РАЗДАЧИ ВОЗДУХА

Воздухораспределители равномерной раздачи воздуха применяют при устройстве воздушных завес у ворот, бортовых сдувок у промышленных ванн, приточных воздуховодов и в других случаях.

При расчете воздухораспределителя с продольной щелью переменной высоты (рис. 14.5) должно быть соблюдено условие

$$L' \leq 3 \frac{h_d}{R_n}, \quad (14.14)$$

где L' — длина воздухораспределителя в м;
 h_d — динамическое давление в начале воздухораспределителя, принимается по табл. 14.8;
 R_n — удельная потеря давления на трение в кг/м² в начале воздуховода (определяется по табл. 14.8).

Конечная высота продольной щели

$$\delta_0 = \frac{L_n}{L' v_{расч}} м. \quad (14.15)$$

Высота щели в любом другом сечении на расстоянии x от конца воздухораспределителя

$$\delta_x = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\delta_0^2} - \left(\frac{\mu x}{F}\right)^2 \left(1 - \frac{R_n x}{3h_d}\right)}} м. \quad (14.16)$$

Скорость истечения на расстоянии x от конца воздухораспределителя

$$v_x = \frac{L_n}{L' \delta x} м/сек. \quad (14.17)$$

Необходимое полное давление в начале воздухораспределителя

$$H = \frac{v_{\max}^2 \gamma}{2g \mu^2} + \frac{1}{3} R_n L' кг/м^2, \quad (14.18)$$

где L_n — расход воздуха в начале воздухораспределителя в м³/сек;
 F — площадь поперечного сечения воздухораспределителя в м²;
 μ — коэффициент расхода, численные значения которого даны в табл. 14.18;
 x — расстояние от заглушенного конца до рассматриваемого сечения в м;
 γ — удельный вес в кг/м³;
 g — ускорение силы тяжести, равное 9,8 м/сек²;
 $v_{\max} = v_{расч}$ — расчетная скорость истечения воздуха из щели в м/сек.

Таблица 14.18

Коэффициент расхода μ различных устройств для выхода воздуха

Устройство для выхода воздуха	Эскиз	μ
Поперечная щель или отверстие с острыми краями		0,65
Продольная щель с острыми краями		0,62
Щель или отверстие с отбортованными краями		0,81
Щель или отверстие с отбортованными и закругленными краями		0,95
Щель или отверстие с острыми краями и поперечными направляющими пластинками		0,56
Щель или отверстие с отбортованными краями и поперечными направляющими пластинками		0,7
Мелкие круглые или прямоугольные отверстия (перфорация)		0,625
Поперечная щель с козырьком		0,69
Щель или отверстие с острыми краями и внутренним экраном		0,48

Пример 14.2. Требуется раздать $L=1,2$ м³/сек воздуха через воздухораспределитель (рис. 14.5) при скорости истечения $v_{\max}$ не более 4 м/сек. Размеры воздухораспределителя: длина $L'=5$ м; ширина $a=0,5$ м; высота $b=0,4$ м.

Решение. Скорость в начале воздухораспределителя

$$v_n = \frac{1,2}{0,5 \cdot 0,4} = 6 м/сек.$$

Эквивалентный диаметр (14.3)

$$d_{эв} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 0,4}{0,5 + 0,4} = 0,445 м.$$

Соответственно полученным значениям v_H и $d_{эв}$ по табл. 14.8 находим динамическое давление $h_d = 2,2 \text{ кг/м}^2$ и удельную потерю давления на трение $R_H = 0,084 \text{ кг/м}^2$.

Высота щели в конце воздухораспределителя (14.15)

$$\delta_0 = \frac{1,2}{5,4} = 0,06 \text{ м.}$$

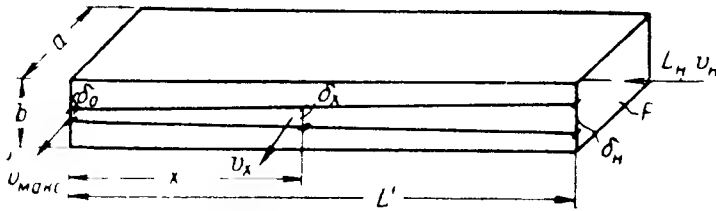


Рис. 14.5. Воздухораспределитель постоянного поперечного сечения с продольной щелью переменной высоты (тип 1)

Коэффициент расхода $\mu = 0,56$ по табл. 14.18.
Высота щели и скорость истечения на расстоянии 1 м от заглушенного конца по формулам (14.16) и (14.17).

$$\delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{0,06^2} - \left(\frac{0,56 \cdot 1}{0,2}\right)^2 \left(1 - \frac{0,084 \cdot 1}{3 \cdot 2,2}\right)}} = 0,061 \text{ м;}$$

$$v_1 = \frac{1,2}{5 \cdot 0,061} = 3,9 \text{ м/сек.}$$

Вычисленные аналогично значения δ_x и v_x для других расстояний от конца воздуховода с интервалом 1 м приведены в табл. 14.19.

Таблица 14.19

Величины δ_x и v_x для различных значений x

$x, \text{ м}$	0	1	2	3	4	5
$\delta_x, \text{ м}$	0,06	0,061	0,064	0,069	0,092	0,102
$v_x, \text{ м/сек}$	4	3,9	3,7	3,5	2,6	2,35

Необходимое полное давление в начале воздухораспределителя по формуле (14.18):

$$H = \frac{4^2 \cdot 1,2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,56^2} + \frac{1}{3} 0,084 \cdot 5 = 3 \text{ кг/м}^2.$$

Глава 15

КЛАПАНЫ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, ВЕНТИЛЯЦИИ И ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

15.1. КЛАПАНЫ, РЕГУЛИРУЮЩИЕ РАСХОДЫ ВОДЫ, РАССОЛОВ И ПАРА

А. КОНСТРУКЦИЯ КЛАПАНОВ. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ

Расходы воды, рассолов и пара регулируются проходными клапанами, изменяющими расход тепло- или хладоносителя, и трехходовыми клапанами, смешивающими потоки или отводящими часть потока регулируемой среды в обводный трубопровод. Клапаны снабжаются электрическими или пневматическими приводами.

Схемы клапанов, употребляющихся в санитарно-технических системах, и основные данные о них приведены в табл. 15.1.

Прокладные клапаны с пневматическим приводом выпускаются:

а) типа ВЗ (воздух закрывает) — нормально открытые или «прямого действия», сокращающие расход регулируемой среды при повышении давления сжатого воздуха на мембрану;

б) типа ВО (воздух открывает) — нормально закрытые или «обратного действия», увеличивающие расход регулируемой среды при повышении давления сжатого воздуха на мембрану.

Трехходовые клапаны выпускаются с плунжерами, имеющими равновеликие или неравновеликие окна. Первые рассчитаны на одинаковое давление в подводящих трубопроводах, а вторые на большее давление в трубопроводе, присоединяемом к нижнему фланцу.

Клапаны, регулирующие теплоноситель — горячую воду, как правило, следует устанавливать на подающей линии.

Перед клапанами следует устанавливать фильтры-грязевики.

Участки сети (или сеть в целом), в начале и конце которых давление остается неизменным или колеблется в относительно малых пределах ($\pm 15\%$) при любом положении плунжера клапана, называются регулируемыми участками. Если давление в сети подвержено существенным колебаниям, то для успешного регулирования расхода на данном участке следует стабилизировать давление в начале и в конце участка дополнительными регуляторами.

Зависимость относительного хода плунжера $\bar{\alpha}$ от относительного расхода среды $\bar{g}$ ($\bar{\alpha}$ в долях полного хода и $\bar{g}$ в долях полного расхода) при постоянной разности давлений до и после клапана называется идеальной характеристикой клапана.

Величина отношения S оказывает существенное влияние на рабочую характеристику регулирования:

$$S = \frac{\Delta P}{\Delta P_y} = \frac{\Delta P}{\Delta P_c - \Delta P}, \quad (15.1)$$

где ΔP — потеря давления в открытом клапане в кг/см^2 при максимальном расходе регулируемой среды;

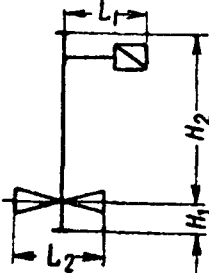
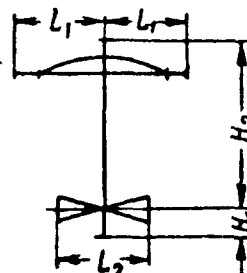
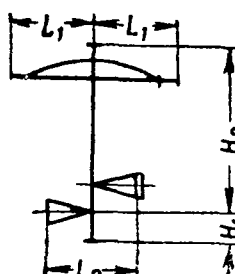
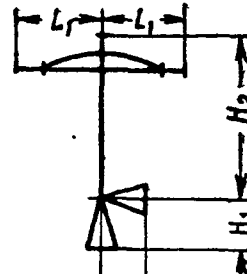
ΔP_y — потеря давления на регулируемом участке после установившегося режима, т. е. с учетом потерь давления в клапане, в кг/см^2 ;

ΔP_c — потеря давления на регулируемом участке до установившегося режима в кг/см^2 .

Рабочие характеристики регулирования клапанов, имеющих плунжеры с идеальными линейными, логарифмическими и параболическими характеристиками, при различных значениях S приведены на рис. 15.1, из которого видно, что по мере уменьшения величины S характеристики существенно отклоняются от идеальных, соответствующих значению $S=1$.

Таблица 15.1

Основные данные клапанов

Тип и характеристика	Эскизы	D_y в мм	C в м ³ /ч	Размеры в мм				Вес в кг
				H_1	H_2	L_1	L_2	
Проходной с электроприводом 25ч931нж, линейная		15	4	80	515	298	130	—
		20	6,3	104	510	298	150	25
		25	10	109	515	298	160	27
		40	25	141	600	298	230	—
		50	40	141	600	298	230	—
		80	100	202	625	298	310	50,8
Максимальные: давление среды $P_{\text{макс}}=16 \text{ кг/см}^2$; температура $t_{\text{макс}}=300^\circ \text{C}$								
Проходной с пневмоприводом 25ч30нж — ВО, 25ч32нж — ВЗ, линейная и логарифмическая		15	4	80	505	130	130	19
		20	6,3	106	540	130	150	23
		25	10	111	545	130	160	23
		40	25	135	650	160	200	37
		50	40	145	660	160	230	37
		80	100	202	795	200	310	52
		100	160	260	890	240	350	112
		150	400	245	960	240	480	167
		200	630	343	1340	300	600	290
		250	1000	395	1365	300	730	450
		300	1600	475	1420	300	850	660
Максимальные: давление среды $P_{\text{макс}}=16 \text{ кг/см}^2$; температура $t_{\text{макс}}=300^\circ \text{C}$								
Проходной с пневмоприводом ПСК-64 — ВО и ВЗ, линейная		6	0,1	15	415	120	70	—
			0,16					
			0,25					
		15	0,4	17,5	420	120	80	—
			0,64					
			1,0					
		25	1,6	22,5	425	120	100	—
Максимальные: давление среды $P_{\text{макс}}=64 \text{ кг/см}^2$; температура $t_{\text{макс}}=200^\circ \text{C}$			2,5					
Проходной угловой с пневмоприводом УСК-64, линейная		6	0,1	45	355	120	45	—
			0,16					
			0,25					
		15	0,4	50	355	120	50	—
			0,64					
			1,0					
		25	1,6	55	355	120	55	
Максимальные: давление среды $P_{\text{макс}}=64 \text{ кг/см}^2$; температура $t_{\text{макс}}=200^\circ \text{C}$			2,5					

Продолжение табл. 15.1

Тип и характеристика	Эскизы	D_y в мм	C в м ³ /ч	Размеры в мм				Вес в кг
				H_1	H_2	L_1	L_2	
Трехходовой смесительный с электроприводом 27ч905нж: I—III — с равновеликими окнами, IV — с неравновеликими окнами		50—I	56,8					
		50—II	44					
		50—III	23,6	169	555	298	230	45
		50—IV	14,7/35,4*					
		80—I	119					
		80—II	71	196	597	298	310	61,6
		80—III	33,7					
		80—IV	42/102*					
		100—I	171					
		100—II	106,5	215	612	298	350	90
		100—III	40,5					
		100—IV	68,5/166,5*					
Трехходовой смесительный с пневмоприводом 27ч5нж: I—III — с равновеликими окнами, IV — с неравновеликими окнами		50—I	41					
		50—II	32					
		50—III	19	170	480	115	230	39
		50—IV	14,5/35*					
		80—I	101					
		80—II	60	196	580	148	310	69
		80—III	27					
		80—IV	38 75*					
		100—I	151					
		100—II	91	216	592	148	350	92
		100—III	33					
		100—IV	68 165*					

* Соответственно для нижнего и верхнего проходов в плунжере.

При выборе клапанов для жидкостей и пара удовлетворительный результат регулирования может быть получен, если потеря давления при проходе через клапан

$$\Delta P \geq \Delta P_c \text{ кг/см}^2 \text{ или } S = \frac{\Delta P}{\Delta P_y} \geq 0,5. \quad (15.2)$$

Б. РАСЧЕТ КЛАПАНОВ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ВОДЫ И РАССОЛОВ

Для определения размеров проходного клапана или размеров каждого из проходов трехходового клапана, регулирующих расход жидкости, следует привести заданный максимальный расход к условному, численно равному расходу несжимаемой жидкости с удельным весом 1000 кг/м³ при потере давления в клапане 1 кг/см²:

$$C_1 = \frac{g}{31,6 \psi \sqrt{\Delta P \gamma}} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (15.3)$$

где g — заданное максимальное количество жидкости, проходящей через открытый клапан, в кг/ч;

ΔP — разность давлений в кг/см², которая может быть использована для прохода через открытый клапан;

γ — удельный вес жидкости перед клапаном в кг/м³;

ψ — коэффициент, учитывающий вязкость жидкости.

В начале расчета следует задаться величиной $\psi = 1$, а затем по табл. 15.1 предварительно выбрать клапан, имеющий

$$C \geq 1,1 C_1 \text{ м}^3/\text{ч},$$

затем найти действительную величину ψ , уточнить величины C_1 и C и по последней сделать окончательный выбор клапана.

При расчетном расходе среды выбранный клапан должен быть открыт не менее чем на 50% полного хода плунжера, что можно определить по графикам на рис. 15.1 с учетом отношения C_1/C .

Для воды и слабых растворов хлористого натрия и хлористого кальция величина ψ обычно близка к 1, но отклоняется от нее в клапанах малых диаметров при пропуске крепких и вязких растворов.

На рис. 15.2 приведен график для определения величины:

$$\psi = \varphi(\lg Re, \lg \xi),$$

где $\lg Re$ — логарифм числа Рейнольдса:

$$\lg Re = \lg \left[\frac{g}{D_y \mu} \right] - 1,44. \quad (15.4)$$

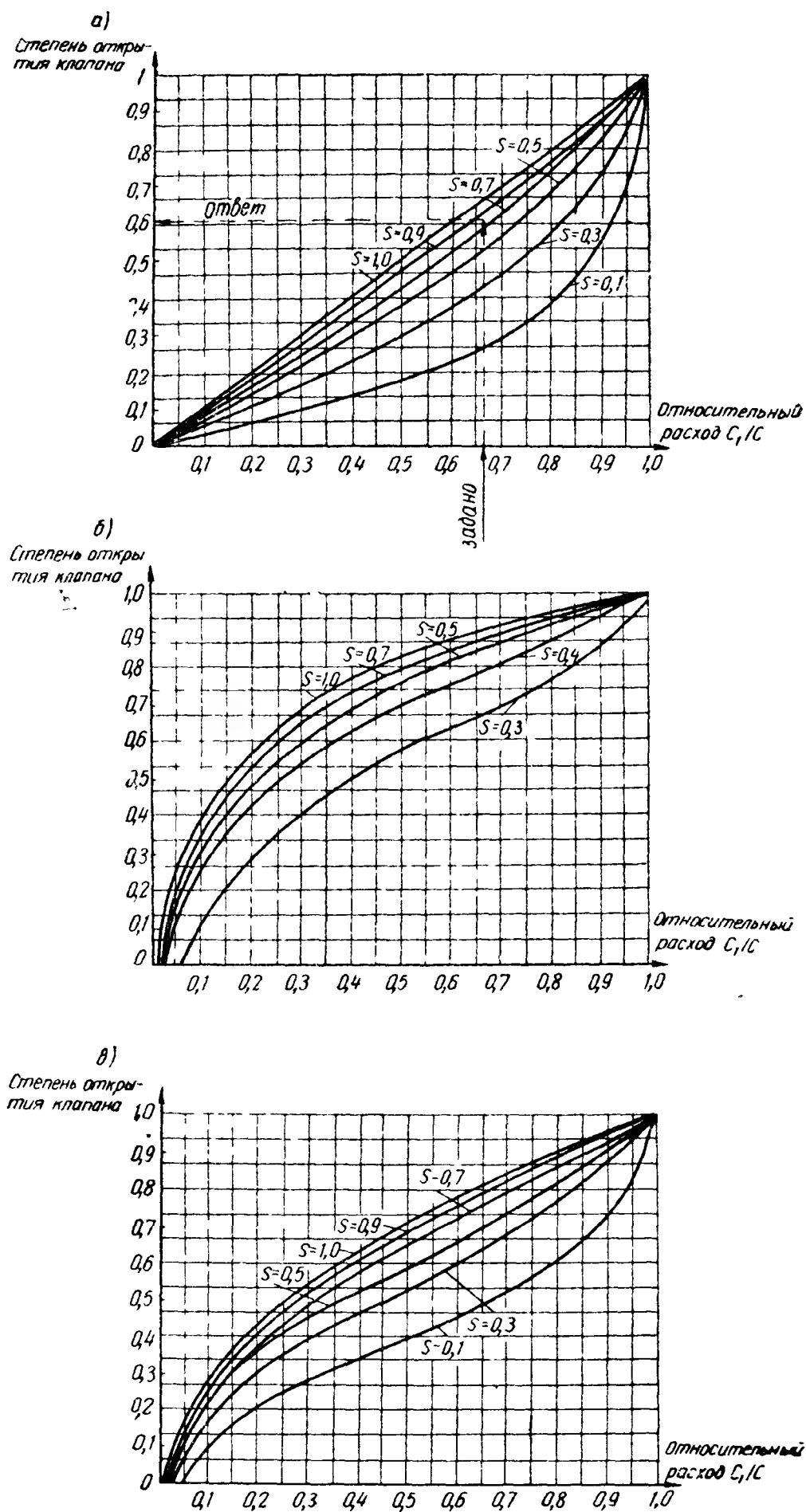


Рис 151 Рабочие и идеальные характеристики плунжеров

S — часть потерь давления, приходящаяся на клапан
 а — линейные плунжеры, б — логарифмические, в — параболические

Если $\lg Re \geq 3,5$, то $\psi=1$, а если $\lg Re < 3,5$, то для определения ψ следует найти величину $\lg \xi$ по формуле

$$\lg \xi = 1,405 + 2 \lg \frac{F_y}{C}, \quad (15.5)$$

где D_y — диаметр условного прохода входного сечения корпуса клапана в мм;

μ — динамическая вязкость жидкости, проходящей через клапан, в кг сек/м^2 , для рассолов принимается по табл. 7.25 и 7.26 и для воды — по графику рис. 15.4;

F_y — площадь условного прохода клапана в см^2 , вычисляется по D_y в табл. 15.1;

C — условная пропускная способность в $\text{м}^3/\text{ч}$ предварительно выбранного клапана по табл. 15.1.

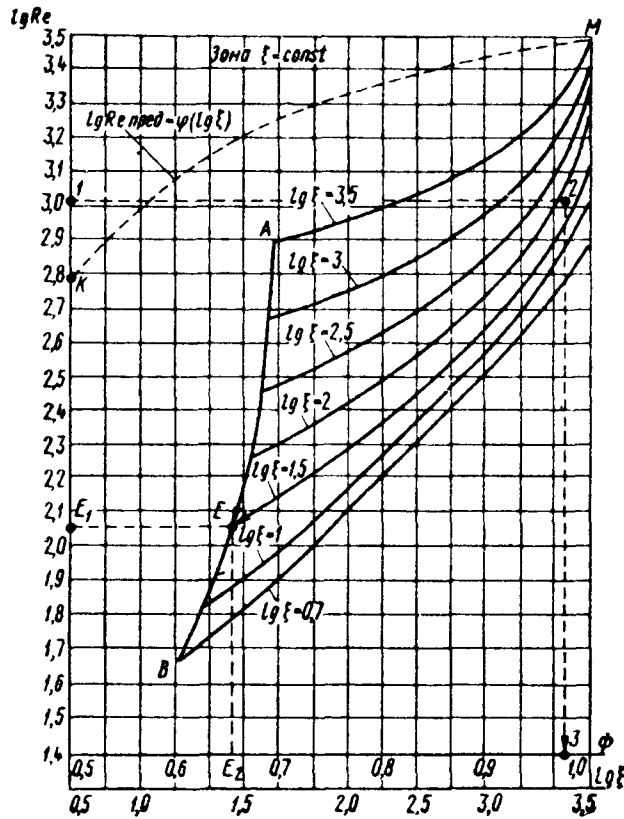


Рис. 15.2. График для определения поправочного коэффициента ψ , для учета вязкости жидкости

Затем на координатах графика (рис. 15.2) следует восстановить перпендикуляры из соответствующих значений $\lg \xi$ и $\lg Re$ и найти точку их пересечения. Если найденная точка лежит выше пунктирной кривой KM , то коэффициент $\psi=1$. Если пересечение лежит ниже пунктирной кривой, то поправочный коэффициент $\psi < 1$. Для определения величины ψ на оси ординат следует вновь отложить величину $\lg Re$ и провести прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой $\lg \xi$ и, опустив перпендикуляр на ось абсцисс, найти величину ψ . Подставив ψ в формулу (15.3), следует определить новое значение величины C_1 и затем C .

Если выбранный вначале клапан не удовлетворяет новому значению величины C , то его заменяют клапаном следующего размера и проводят аналогичную проверку вторично. Обычно вторая проверка подтверждает правильность повторного выбора.

Для малых значений $\lg Re$, когда горизонталь на рис. 15.2 не пересекает кривых $\lg \xi$, величина ψ определяется в два приема. Сначала находят точку пересечения

кривой AB с кривой, соответствующей заданному значению $\lg \xi$, например точку E , для которой на ординате (точка E_1) находят величину $\lg Re_{E_1}$ и на абсциссе (точка E_2) величину ψ_{E_2} . Затем, потенцируя $\lg Re_{E_1}$, определяют Re_{E_1} и вычисляют искомую величину.

$$\psi = \psi_{E_2} \sqrt{\frac{Re}{Re_{E_1}}}. \quad (15.6)$$

Величина Re определяется из формулы (15.4). Для каждого прохода трехходового клапана ψ рассчитывается как для отдельного проходного клапана.

В. РАСЧЕТ КЛАПАНОВ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДОВ ПАРА

При определении размеров проходного клапана для регулирования расхода пара необходимо установить потерю давления в клапане ΔP и отношение ее к начальному давлению P_1 кг/см^2 $\frac{\Delta P}{P_1}$.

Если потеря давления в клапане

$$\Delta P \geq 0,51 P_1 = \Delta P_{кр} \text{ кг/см}^2, \quad (15.7)$$

то скорость пара в клапане достигает предельной критической величины и расчет ведется по формуле

$$C_2 = \frac{g}{23,4 \sqrt{\Delta P_{кр} \gamma}}, \quad (15.8)$$

где g — максимальное количество пара, проходящее через клапан, в кг/ч ;

$\Delta P_{кр}$ — максимальная (критическая) потеря давления при проходе максимального количества пара через открытый клапан в кг/см^2 ;

γ — удельный вес пара в кг/м^3 .

Клапан выбирается по табл. 15.1 так, чтобы величина $C \geq 1,1 C_2$; при расчетном расходе пара клапан должен быть открыт не менее чем на 50% полного хода плунжера.

При потере давления в клапане

$$\Delta P < 0,51 P_1 \quad (15.9)$$

скорость пара в клапане становится меньше критической и расчет ведется по формуле

$$C_3 = \frac{\xi}{31,6 \sqrt{\Delta P \gamma}}, \quad (15.10)$$

где g и γ — как для формулы (15.8)

Σ — поправочный коэффициент:

$$\Sigma = 1 - 0,51 \frac{\Delta P}{P_1}, \quad (15.11)$$

где ΔP — потеря давления в клапане в кг/см^2 ;

P_1 — начальное давление пара перед клапаном в кг/см^2 .

Клапан выбирается по табл. 15.1, причем величина C должна удовлетворять условиям $C \geq 1,1 C_3$; при расчетном расходе пара клапан должен быть открыт не менее чем на 50% полного хода плунжера.

Г ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА КЛАПАНОВ, РЕГУЛИРУЮЩИХ РАСХОДЫ ВОДЫ И ПАРА

Пример 15.1. Выбрать клапаны для регулирования расхода воды, поступающей в калориферы, присоединенные к сети по схеме на рис. 15.3. Температура воды в обратной линии 70°C , расход воды $20\,400 \text{ кг/ч}$.

Разность давлений в начале и конце регулируемого участка $\Delta P_y = 2 \text{ кг/см}^2$, а потери давления в трубопроводе и калориферах до установки клапана равны $\Delta P_c = 0,424 \text{ кг/см}^2$.

Решение: 1. Давление, которое может быть затрачено на проход через клапан:

$$\Delta P = 2 - 0,424 = 1,576 \text{ кг/см}^2.$$

2. По формуле (15.1):

$$S = \frac{1,576}{2} = 0,788 > 0,5,$$

т. е. лежит в рекомендуемых пределах (15.2).

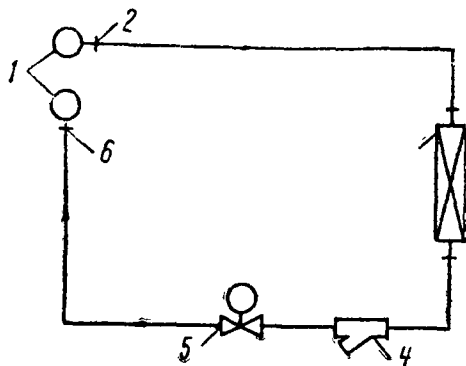


Рис. 15.3. Границы регулируемого участка

1 — магистрали (давление постоянно при любом положении плунжера у клапана 5); 2 — начало регулируемого участка; 3 — калориферы; 4 — фильтр-грязевик; 5 — регулирующий клапан; 6 — конец регулируемого участка

3. По формуле (15.3) определяем предварительную условную пропускную способность регулирующего клапана, принимая $\Psi = 1$, и по рис. 15.4 — удельный вес воды 977 кг/м^3 , при 70°C .

$$C_1 = \frac{20400}{31,6 \sqrt{1,576 \cdot 977}} = 16,45 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4. По табл. 15.1 предварительно выбираем клапан 25ч981нж с линейной характеристикой плунжера, имеющий $D_y = 40 \text{ мм}$; $C = 25 > 1,1 \cdot 16,45 = 18,1$.

5. Находим логарифм числа Рейнольдса (15.4), учитывая, что динамическая вязкость воды с температурой 70°C (рис. 15.4) равна $42 \cdot 10^{-6}$:

$$\lg Re = \lg \left[\frac{20400 \cdot 10^3}{40 \cdot 42} \right] - 1,44 = 6,42.$$

Так как $\lg Re = 6,42 > 3,5$, то $\Psi = 1$ и, следовательно, предварительно подобранный клапан, имеющий условную пропускную способность $C = 25$, обеспечит заданные условия.

Отношение $C_1/C = \frac{16,45}{25} = 0,66$, при $S = 0,788$ по графику на

рис. 15.1 находим, что максимальное открытие клапана будет равно 0,62 по отношению к полному

Пример 15.2. Выбрать проходной клапан для регулирования расхода пара, поступающего в калориферы первого подогрева, присоединенные к сети по схеме на рис. 15.5. Максимальный расход пара 1000 кг/ч . Давление пара в начале регулируемого участка постоянно и равно 5 кг/см^2 . Потери давления на регулируемом участке до установки клапана $\Delta P_c = 0,025 \text{ кг/см}^2$. Потребное давление пара в калориферах при максимальной нагрузке 3 кг/см^2 , при этом воздух нагревается с -30 до $+20^\circ \text{C}$. Регулирование калориферов должно осуществляться от 100 до 10% нагрузки.

Решение. Давление пара, которое может быть потеряно в регулирующем клапане, при полной нагрузке калориферов равно:

$$\Delta P = 5 - 3 - 0,025 = 1,975 \text{ кг/см}^2.$$

Потеря давления в клапане (15.7)

$$\Delta P = 1,975 < 0,51,5 = 2,55 \text{ кг/см}^2,$$

причем $S = 1,975 : (5 - 3) = 0,99 > 0,5$.

Так как $\Delta P < 0,51 P_1$, то расчет должен производиться по формулам (15.10) и (15.11):

$$\Sigma = 1 - 0,51 \cdot 0,395 = 0,799;$$

$$C_3 = \frac{1000}{31,6 \cdot 0,799 \sqrt{1,975 \cdot 2,616}} = 16,64.$$

Величина C не должна быть менее $16,64 \cdot 1,1 = 18,3$.

По табл. 15.1 выбираем клапан 25ч30нж с плунжером, имеющий логарифмическую характеристику $D_y = 40$; $C = 25$.

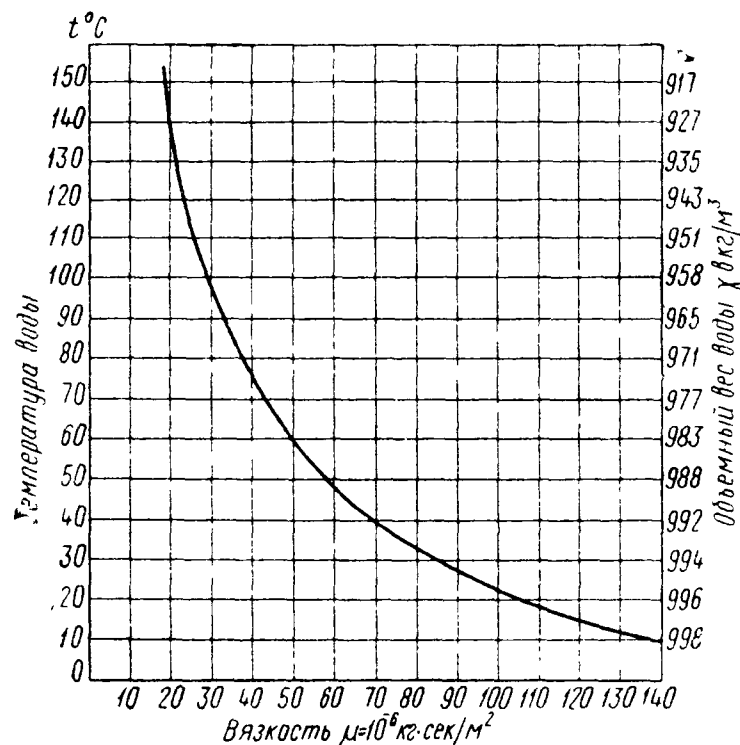


Рис. 15.4. График для определения вязкости и объемного веса воды при различных температурах

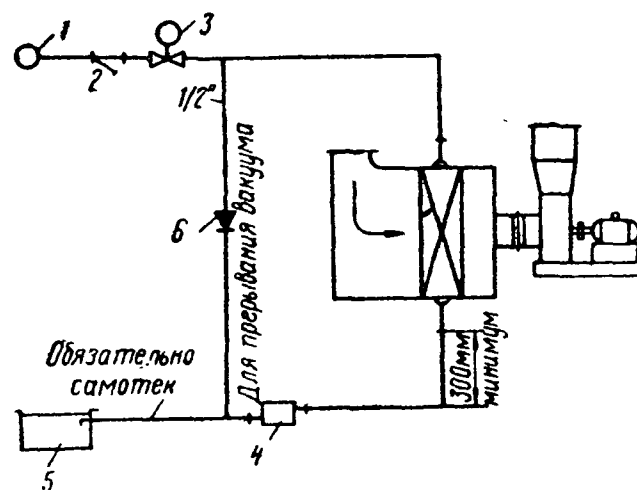


Рис. 15.5. Схема регулирования парового калорифера

1 — пар; 2 — фильтр; 3 — клапан; 4 — конденсатотводчик; 5 — бак; 6 — обратный клапан

Когда нагрузка составит 10% от максимума, воздух в калорифере будет нагреваться на $0,1 [20 - (-30)] = 5^\circ$.

Температура внутри парового пространства калорифера при 10% нагрузке и постоянной величине коэффициента теплопередачи должна быть равна:

$$t_n = 0,1 \left(151,1 - \frac{20 - 30}{2} \right) + \frac{15 + 20}{2} = 33,1^\circ \text{C}.$$

Соответственно абсолютное давление пара в калорифере будет равно $0,05 \text{ кг/см}^2$, т. е. будет образовываться вакуум, за счет которого может поступать конденсат, что нежелательно, так как при последующем понижении температуры воздуха конденсат может замерзнуть.

Вакуум в калориферах рекомендуется восполнять впуском пара низкого давления из конденсатопровода.

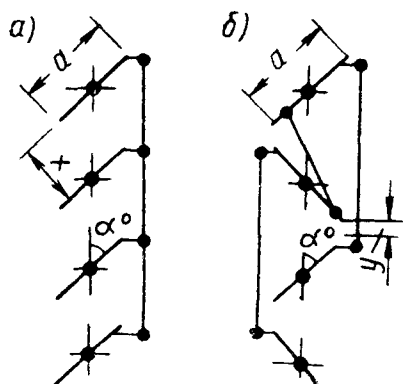


Рис. 15.6. Клапаны с поворотными створками

а — параллельно-створчатые;
б — непараллельно-створчатые;
а — ширина створки;
α — угол поворота створки;
х, y — проход для воздуха

Для этого конденсатопровод соединяют с паровым пространством калорифера специальным трубопроводом, имеющим обратный клапан, открывающийся в сторону парового пространства калорифера (рис. 15.5). Конденсат должен отводиться самотеком.

15.2. КЛАПАНЫ (ЗАСЛОНКИ) ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ

А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КЛАПАНОВ

Воздушные потоки систем вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления регулируют с помощью ручных, дистанционно управляемых или автоматически действующих клапанов (заслонок).

В настоящее время выпускаются клапаны (заслонки), входящие в состав секций типовых кондиционеров, и сетевые клапаны (заслонки) конструкции Сантехпроекта следующих типов.

1. Приемные клапаны (заслонки) с утепленными створками, приведенные в приложении III, являются секциями центральных кондиционеров. Клапаны предназначены для отделения кондиционеров от наружного воздуха и поставляются параллельно-створчатыми с ручным пневматическим или электрическим приводом. Кроме того, Сантехпроектом разработаны сетевые приемные клапаны (заслонки) с утепленными створками и электропрогревом притворов. Клапаны снабжаются электрическим или пневматическим приводом.

Створки клапанов поворачиваются от 0° (клапан открыт) до 90° (закрыт).

Поворот створок приемных клапанов кондиционеров пропускной способностью 120—240 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$, в случае необходимости может быть ограничен; створки можно установить на любой начальный угол от 0 до 33° для правого, до 39° — для левого клапана с пневмоприводом и до 34° — для клапанов с электроприводом.

Для клапанов кондиционеров меньшей пропускной способности и для сетевых клапанов Сантехпроекта возможность ограничения углов поворота створок не предусмотрена.

2. Проходные клапаны (заслонки — приложение III) предназначены для установки на фланцах верхних от-

верстий смесительных или распределительных секций кондиционеров, но могут быть использованы и для установки в воздуховодах. Клапаны выполняются параллельно-створчатыми (см. схему на рис. 15.6, а) с ручными приводами и с приводами от пневматического и электрического исполнительных механизмов.

К типу проходных относится «клапан вентилятора», устанавливаемый на фланец выхлопного отверстия вентиляторов.

Сетевые проходные клапаны (заслонки) прямоугольные, круглые одностворчатые и круглые многостворчатые разработаны Сантехпроектом и выполняются параллельно-створчатыми; снабжаются электрическим, пневматическим или ручным приводами.

Поворот створок проходных клапанов кондиционеров с пневмоприводом в случае необходимости может быть ограничен углами от 0 до 50° и от 86 до 90° при пропускной способности 60—80 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ и от 0 до 30° и от 85 до 90° при 120—240 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$, а клапанов с электроприводом — углами от 0 до 19° и от 85 до 90° при 60—80 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$, от 0 до 35° и от 85 до 90° при 120—240 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$.

Для клапанов кондиционеров меньшей пропускной способности и для сетевых клапанов возможность ограничения углов поворота створок не предусмотрена.

3. Клапаны (заслонки) сдвоенные (смесительные) параллельно-створчатые (приложение III) являются секциями кондиционеров и предназначаются для регулирования распределения или смешения воздушных потоков и, в частности, для регулирования теплопроизводительности секций первого и второго подогрева, имеющих обводной канал. Приводы клапанов выполняются с пневматическими или электрическими исполнительными механизмами.

Для клапанов с пневмоприводом поворот створок может быть ограничен по основному проходу углами от 0 — 30 и 75 — 90° при пропускной способности 40 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ и 0 — 28 и 87 — 90° при 120 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$. Для клапанов с электроприводом — 0 — 50° при пропускной способности 40 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ и 75 — 90° и 0 — 30° для клапанов пропускной способностью 120 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$. По обводному проходу поворот створок может быть ограничен углами 0 — 20 и 85 — 90° при пропускной способности 40 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ для клапанов с пневмоприводами и 0 — 45° с электроприводом. В остальных случаях возможность ограничения хода створок не предусмотрена.

4. Клапаны (заслонки) смесительные утепленные (приложение III) выпускаются с электрическим и пневматическим приводами. Они служат для регулирования процесса смешения наружного и рециркуляционного воздуха и одновременно как приемные утепленные клапаны.

Верхние секции клапанов, через которые, как правило, пропускается наружный воздух, делаются непараллельно-створчатыми, а нижние — параллельно-створчатыми (см. схемы на рис. 15.6).

Данные о возможности ограничения поворота створок отсутствуют.

5. Клапаны (заслонки) проходные обводные параллельно-створчатые с ручным приводом разработаны Сантехпроектом для регулирования калориферов пропуском части воздуха через обводной канал, не перекрывая основного прохода.

6. Направляющие аппараты (приложение III) устанавливаются на всасывающих отверстиях вентиляторов и служат для регулирования их производительности; при небольшом сокращении производительности (до 30%) регулирование протекает экономичней, чем с помощью проходных клапанов.

Размеры проходных запорных воздушных клапанов (заслонок), предназначенных для работы по принципу «открыто—закрыто», определяются размерами каналов, в которых они устанавливаются, а при расположении их внутри кондиционеров или камер обычно пропускную способность назначают 20—30 тыс. м³/ч на 1 м² площади сечения клапанов.

Размеры регулирующих клапанов зависят от характеристики, по которой должно вестись регулирование.

Клапан должен иметь прямолинейную характеристику, если регулирование температуры помещения производится изменением количества подаваемого туда воздуха, имеющего постоянную температуру, или если регулирование ведется изменением компонентов смеси.

Для регулирования теплопроизводительности калориферов или воздухоохладителей клапан должен иметь характеристику, выраженную степенной функцией. Для обеспечения принятой характеристики регулирования створки клапана должны поворачиваться по соответствующей программе.

Регулирование улучшается, если площадь клапана определяют, основываясь на величинах оптимальных относительных сопротивлений регулируемого участка $\bar{H}_{\text{опт}}$, установленных на основании экспериментальных работ канд. техн. наук В. Н. Тетеревникова:

$\bar{H}_{\text{опт}}=2$ — при применении параллельно-створчатых клапанов, предназначенных для получения прямолинейной характеристики;

$\bar{H}_{\text{опт}}=3,6$ — при применении непараллельно-створчатых клапанов для тех же условий;

$\bar{H}_{\text{опт}}=1$ — для всех створчатых клапанов, регулирующих калориферы и воздухоохладители;

$\bar{H}_{\text{опт}}$ — оптимальное отношение сопротивления регулируемого участка H в кг/м² к скоростному давлению h в кг/м² в сечении открытого клапана, называемое относительным сопротивлением регулируемого участка;

$$\bar{H} = \frac{H}{h}. \quad (15.12)$$

Регулируемым участком, имеющим сопротивление H , кг/м², называются участки сети (или вся сеть в целом), на границах которых давления воздуха остаются неизменными при любом положении створок клапана. Практически колебания давления на границах регулируемого участка допускаются в пределах $\pm 15\%$ от начального, и при необходимости постоянство давления обеспечивается соответствующими дополнительными клапанами и регуляторами.

Границы регулируемых участков для типовых случаев практики показаны на рис. 15.7.

Оптимальная площадь проходного регулирующего клапана (рис. 15.7, а, б) или основного прохода смесительного клапана (рис. 15.7, в, г, д) определяется по формулам:

а) для регулирования по характеристике, приближающейся к прямолинейной для параллельно-створчатых клапанов:

$$F_{\text{опт}} = 10^{-4} \frac{L_{\text{макс}}}{\sqrt{H}} \text{ м}^2; \quad (15.13)$$

б) для регулирования по характеристике, приближающейся к прямолинейной для непараллельно-створчатых клапанов:

$$F_{\text{опт}} = 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{L_{\text{макс}}}{\sqrt{H}} \text{ м}^2; \quad (15.14)$$

в) для обоих видов створчатых клапанов при регулировании производительности калориферов или воздухоохладителей, приближающейся к характеристике, выраженной степенной функцией с показателем степени $a < 1$:

$$F_{\text{опт}} = 0,69 \cdot 10^{-4} \frac{L_{\text{макс}}}{\sqrt{H}} \text{ м}^2, \quad (15.15)$$

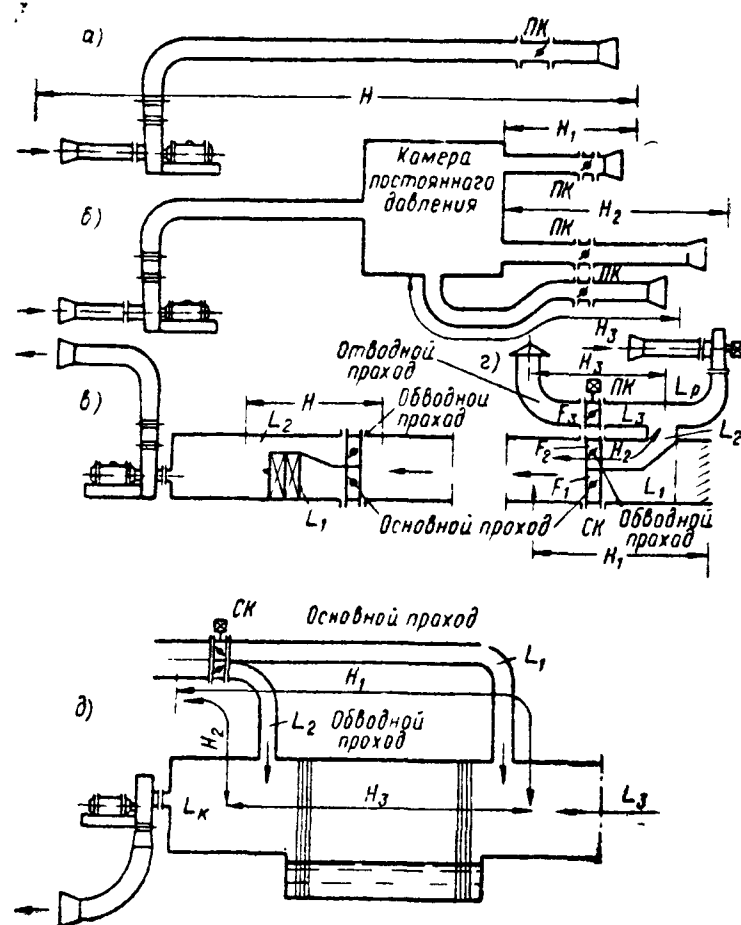


Рис. 15.7. Границы регулируемых участков сети с сопротивлением H , H_1 , H_2 и H_3

а — регулируемый участок — вся сеть; б — начало регулируемых участков — камера постоянного давления, концы — концы сетей; в — регулируемый участок — теплообменник и клапан; г — регулируемый участок: H_1 — участок приема наружного воздуха, H_2 — участок рециркуляции, H_3 — участок, через который воздух выбрасывается наружу; д — регулируемый участок: H_1 — первая рециркуляция в кондиционере, H_2 — вторая рециркуляция, H_3 — камера орошения кондиционера; ПК — проходной клапан; СК — смесительный клапан

Примечание. Началами и концами регулируемых участков являются места, в которых колебания скоростного давления воздуха практически неощутимы.

где $L_{\text{макс}}$ — максимальный расход воздуха через клапан в м³/ч;

H — сопротивление регулируемого участка в кг/м²;

a — показатель степени при весовой скорости воздуха ω в формуле, определяющей величину коэффициента теплопередачи (табл. 15.2)

Площадь обводного прохода F_0 смесительных клапанов бывает, как правило, меньше площади основного прохода:

$$F_0 \geq F_{\text{опт}} \sqrt{\frac{H_0}{H}} \quad F_{\text{опт}}, \quad (15.16)$$

где H_0 — сопротивление обводного канала при проходе через него максимального расхода воздуха.

Проходные смесительные и распределительные клапаны следует выбирать так, чтобы площадь фактического прохода F_{ϕ} лежала в пределах

$$0,8 F_{\text{онт}} < F_{\phi} < 1,2 F_{\text{онт}} \quad (15\ 17)$$

Следует отдавать предпочтение клапанам с площадью меньше оптимальной. Если же устанавливают клапан большей площади, то для улучшения его характеристики следует ограничивать предельное открытие створок клапанов начальным углом $\beta_n > 0^\circ$, в зависимости от относительного сопротивления регулируемого участка $\bar{H}$, руководствуясь табл. 15.3

Таблица 15.2

Показатели степени α при значениях весовой скорости воздуха w в $\text{кг/м}^2 \text{ сек}$ в живом сечении калориферов

Калорифер или секция подогрева	Теплоноситель	
	вода	пар
ОГС ОГБ и ГОСТ	0,37	0,42
ГОСТ 1814—42 мод С	0,46	0,52
ГОСТ 1814—42 мод Б	0,46	0,574
ГСТМ	0,3	0,3
ПНМ	0,34	0,34
ПНБ	0,36	0,36
Секции подогрева кондиционеров при скорости движения воды в трубках в м/сек		
$w = 0,2$	0,38	—
$w = 0,4$	0,48	—
$w > 0,6$	0,5	—

Таблица 15.3

Рекомендуемый угол начального положения створок β_n и соответствующие ему коэффициенты сопротивления $\xi_{\text{к.о.}}$, $\xi_{1\text{к.о.}}$, $\xi_{2\text{к.о.}}$

Относительное сопротивление регулируемого участка $\bar{H}$ в кг/м		Рекомендуемый начальный угол створок β_0 в град	Коэффициенты сопротивления створок клапана в начальном положении $\xi_{\text{к.о.}}$, $\xi_{1\text{к.о.}}$, $\xi_{2\text{к.о.}}$ при числе створок в шт						
для одностворчатых непараллельно створчатых клапанов и клапанов с разделительными перегородками	для многостворчатых параллельно створчатых клапанов		1	2	3	4	5	6	8
0—2,7	0—2,7	15	0,6	0,67	0,43	0,43	0,37	0,6	0,65
2,7—4	2,7—4	20	1	1	0,8	0,75	0,65	0,9	1
4—6,5	4—6,5	25	1,5	1,5	1,2	1,1	1	1,3	1,4
6,5—10,5	6,5—10,5	30	2,4	2,3	2	1,9	1,5	2	2,2
10,5—18	10,5—18	35	4	3,5	3	2,5	2,3	3	3,2
18—30	18—24	40	7	5,3	4,3	4	3,5	4,5	5
30—50	24—30	45	11	8	6,9	5,9	5	6	6,9
50 и выше	30—50	50	19,5	11,5	10	8	7	7,5	9,5
—	50 и выше	55	32	19	12,5	11	9,5	11	12

Б АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КЛАПАНОВ

Аэродинамический расчет клапанов для регулирования воздушных потоков производится

а) для определения крайних положений створок, соответствующих пропуску заданных минимального и максимального количества воздуха,

б) для определения сопротивления клапана воздушному потоку,

в) для определения программы, обеспечивающей регулирование по заданной характеристике

Аэродинамический расчет клапанов связывает величину относительного перемещения (хода) $\bar{\alpha}$ тяговых устройств клапана (приводного вала или штока при механическом приводе или рукоятки ручного привода) с удельным расходом воздуха $\bar{L}$ через клапан

$$\bar{\alpha} = \varphi(\bar{L}),$$

где

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha - \alpha_{\text{мин}}}{\alpha_{\text{макс}} - \alpha_{\text{мин}}}, \quad (15\ 18)$$

$$L = \frac{L - L_{\text{мин}}}{L_{\text{макс}} - L_{\text{мин}}}, \quad (15\ 19)$$

α — переменная величина — ход тяговых устройств клапана в град или м,

$\alpha_{\text{мин}}$ $\alpha_{\text{макс}}$ — минимальный и максимальный ход тяговых устройств клапана (в большинстве случаев $\alpha_{\text{мин}} = 0$) в град или м,

L — расход воздуха через клапан при данном положении тяговых устройств в $\text{м}^3/\text{ч}$,
 $L_{\text{мин}}$, $L_{\text{макс}}$ — минимальный и максимальный расходы воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$

В связи с условиями регулирования рассматриваются следующие клапаны:

абсолютно плотные, не пропускающие воздуха при закрытых створках (встречаются в практике редко),

имеющие конструктивные неплотности, т.е. пропускающие в закрытом положении часть $L_{\text{к}}$ $\text{м}^3/\text{ч}$ от полного расхода воздуха, характеризующую конструктивной

удельной неплотностью клапана $n_{\text{к}} = \frac{L_{\text{к}}}{L_{\text{макс}}}$,

имеющие заданную неплотность, т.е. обеспечивающие пропуск **необходимого** минимального количества воздуха при **достижении** створками крайнего, но не полностью закрытого **положения**, характеризующего общей

удельной неплотностью $n = \frac{L_{\text{мин}}}{L_{\text{макс}}}$

К началу аэродинамического расчета проходных клапанов известна необходимая максимальная пропускная способность $L_{\text{макс}}$ $\text{м}^3/\text{ч}$ и удельные неплотности клапана $n_{\text{к}}$ и n , а смесительных и распределительных (парных) клапанов известна общая пропускная способность клапана

$$L_0 = L_1 + L_2 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (15\ 20)$$

и удельные неплотности n_1 , $n_{1\text{к}}$ и n_2 , $n_{2\text{к}}$.

Максимальные расходы воздуха $L_{1\text{макс}}$ и $L_{2\text{макс}}$ по каждому из проходов смесительных и распределительных клапанов следует определять по формулам:

$$L_{1\text{макс}} = L_0 \left[1 - \frac{n_2(1-n_1)}{1-n_1 n_2} \right]; \quad (15.21)$$

$$L_{2\text{макс}} = L_0 \left[1 - \frac{n_1(1-n_2)}{1-n_1 n_2} \right]. \quad (15.22)$$

Если клапаны имеют только конструктивные неплотности, то в соответствующих местах вместо n_1 и n_2 в формулы (15.21) и (15.22) следует подставлять величины $n_{1к}$ и $n_{2к}$.

Проход смесительных и распределительных клапанов, соответствующий максимальному сопротивлению на регулируемом участке при пропуске через него максимального количества воздуха, называется основным проходом, и все величины, относящиеся к нему, здесь и в дальнейшем сопровождаются индексом 1, а при обводном проходе — индексом 2.

После выбора проходных, обводных и смесительных клапанов по формулам (15.13)—(15.17) должно быть определено сопротивление регулируемого участка без учета сопротивления створок клапана, положение которых устанавливается дальнейшим расчетом, но с учетом потерь на сужение и расширение потока при проходе клапана H_{1AB} :

$$H_{1AB} = H_{1A} + H_{1B} \text{ кг/м}^2,$$

относительная величина которого равна.

$$\bar{H}_{1AB} = \frac{H_{1AB}}{h_1}, \quad (15.23)$$

где H_{1A} — основное сопротивление регулируемого участка без сопротивления, связанного с установкой клапана, в кг/м²;

H_{1B} — сопротивление от сужения и расширения потока, связанное с установкой клапана, в кг/м²;

h_1 — динамическое давление при проходе воздуха через открытый клапан в кг/м².

Величины H_{1A} , H_{1B} и h_1 рассчитываются при максимальном расходе воздуха через полностью открытый проходной клапан или клапан на основном проходе.

Руководствуясь величиной $\bar{H}_{1AB}$, по табл. 15.3 выбирается угол начального открытого положения створок клапана β_n и коэффициент сопротивления $\xi_{1к.о.}$, а затем определяется:

$\bar{H}_1$ — относительное сопротивление регулируемого участка:

$$\bar{H}_1 = \bar{H}_{1AB} + \xi_{1к.о.}; \quad (15.24)$$

H_1 — полная потеря давления на этом участке

$$H_1 = \bar{H}_1 h_1 \text{ кг/м}^2; \quad (15.25)$$

$H_{2к.о.}$ — давление, которое должно быть погашено створками клапана на обводном проходе в предельном открытом положении створок:

$$H_{2к.о.} = H_1 - (H_{2A} + H_{2B}) \text{ кг/м}^2, \quad (15.26)$$

$\xi_{2к.о.}$ — коэффициент сопротивления створок на обводном проходе в положении предельного открытия створок:

$$\xi_{2к.о.} = \frac{H_{2к.о.}}{h_2}; \quad (15.27)$$

H_{2A} — основное сопротивление регулируемого участка при пропуске воздуха через обводной проход в кг/м²;

H_{2B} — сопротивление от сужения и расширения потока, связанное с установкой клапана, в кг/м²;

h_2 — динамическое давление при проходе максимального количества воздуха через открытый клапан на обводном проходе в кг/м².

Дальнейший аэродинамический расчет клапанов ведется с помощью экспериментальных характеристик и формул, выражающих величину коэффициентов сопротивления створок ξ в зависимости от удельных расходов $\bar{L}_{р.макс}$ относительно максимальной пропускной способности, поддающейся регулированию, т. е. той части расхода $L_{р.макс} = L_{макс} - L_{к.}$, на которую он может быть сокращен при полном закрытии створок, учитывая утечку воздуха $L_{к.}$ м³/ч через конструктивные неплотности створок в закрытом положении.

Аэродинамические характеристики для створчатых клапанов, по данным В. Н. Тетеревникова, приведены на рис. 15.8 и 15.9.

Аэродинамические характеристики для шиберов в воздуховодах прямоугольных (по исследованиям И. Е. Идельчика—ЦАГИ) и круглых (по исследованиям I. Weisbah) приведены на рис. 15.10 и 15.11.

Удельная конструктивная неплотность клапана колеблется от 0,05 до 0,2 в зависимости от конструкции и качества изготовления клапана и при отсутствии заводских данных в расчетах принимается $n_{к.} = 0,1$. По

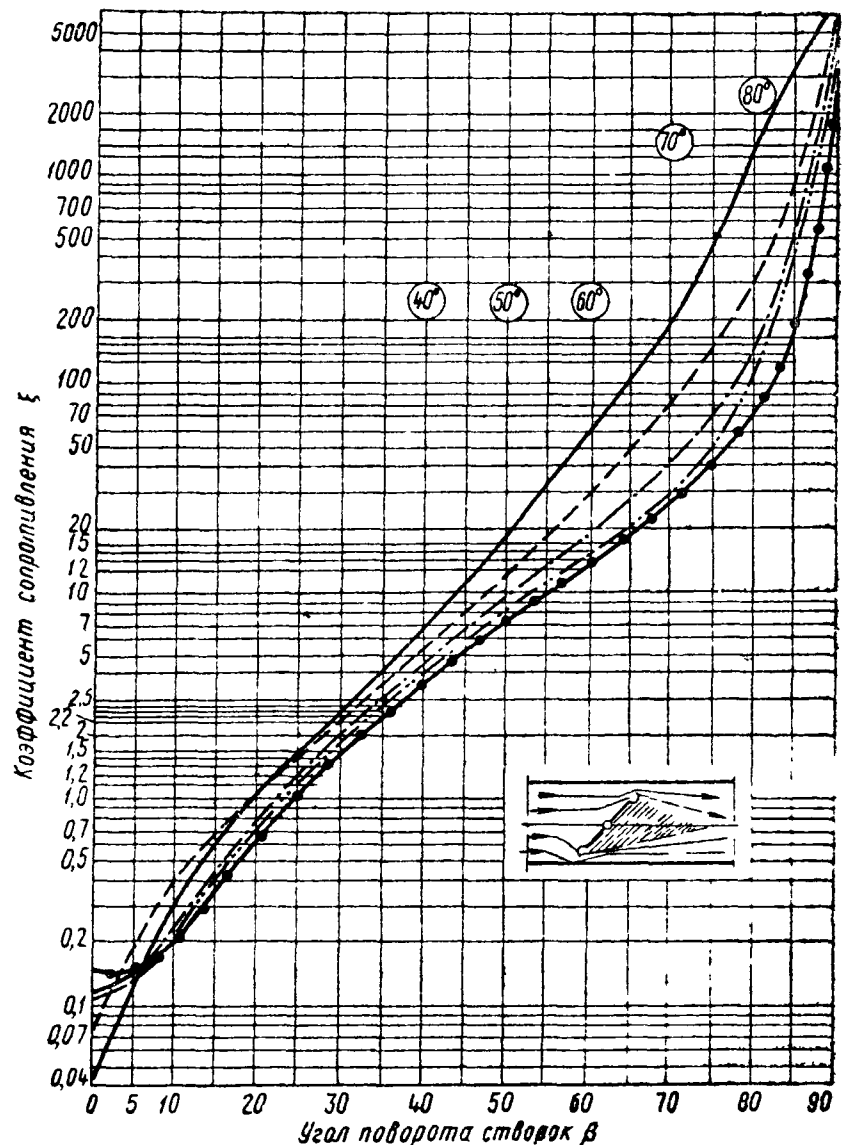


Рис. 15.8. Аэродинамическая характеристика для параллельно-створчатых клапанов в прямом проходе с 1—5 створками

Условные обозначения: — 1 створка; — — — 2 створки;
— · — · — 3 створки; — · — · — 4 створки;
— ● — ● — 5 створок

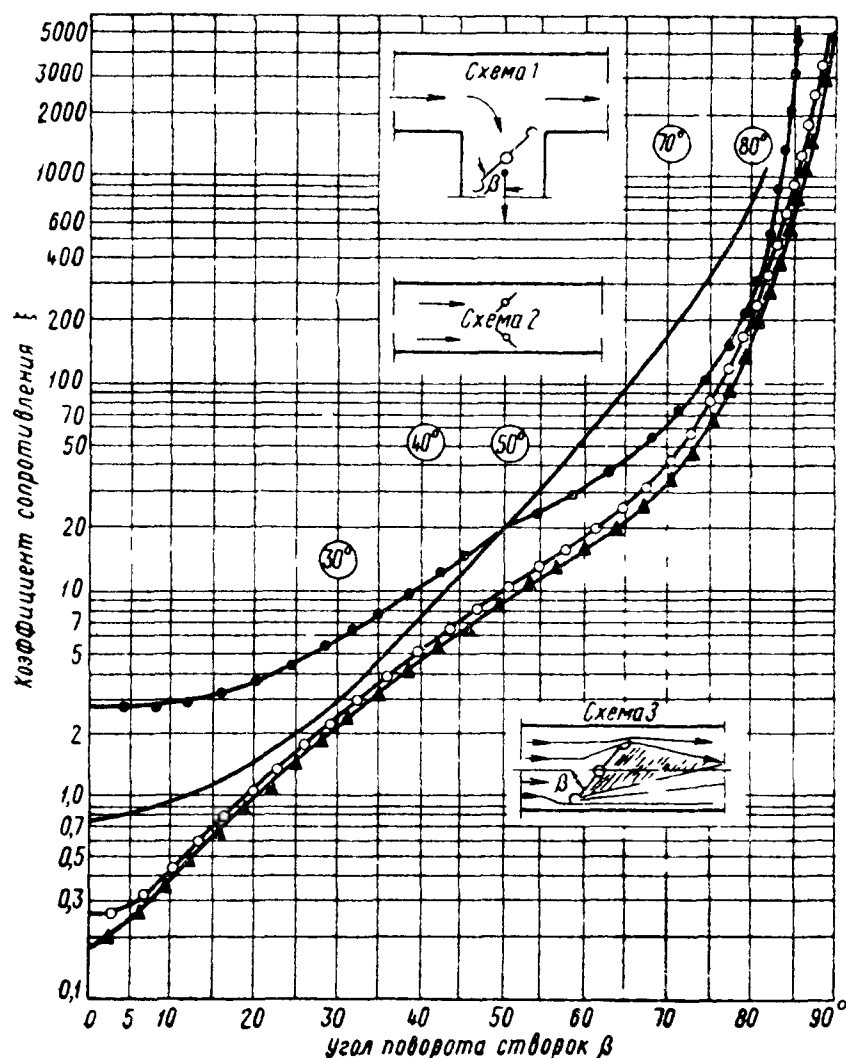


Рис. 15.9. Аэродинамическая характеристика для 6- и 8-параллельно-створчатых клапанов в прямом проходе, 3-створчатых параллельно-створчатых клапанов на ответвлении и 2-створчатых непараллельно-створчатых клапанов в прямом проходе

Условные обозначения: —○— три створки на ответвлении по схеме 1; — — — две створки по схеме 2; —▲—▲— шесть створок параллельно-створчатого клапана; —●—●— восемь створок параллельно-створчатого клапана по схеме 3

Примечание: Угол β — по схеме 3

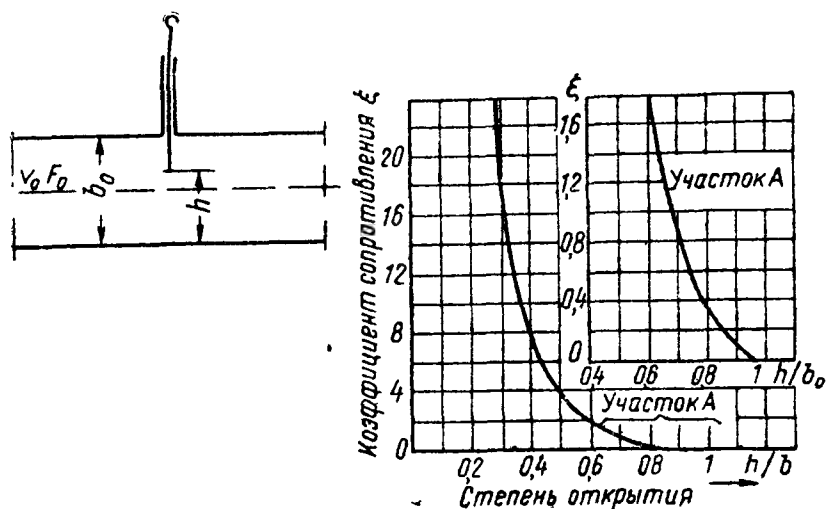


Рис. 15.10. Аэродинамическая характеристика задвижки в прямоугольном воздуховоде

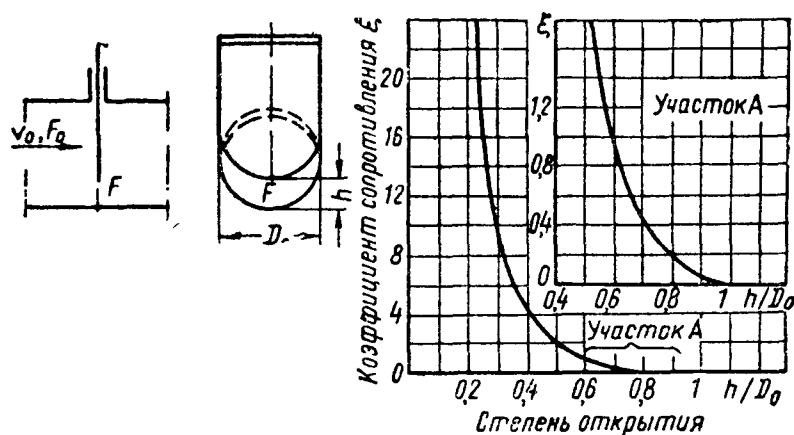


Рис. 15.11. Аэродинамическая характеристика задвижки в цилиндрическом воздуховоде

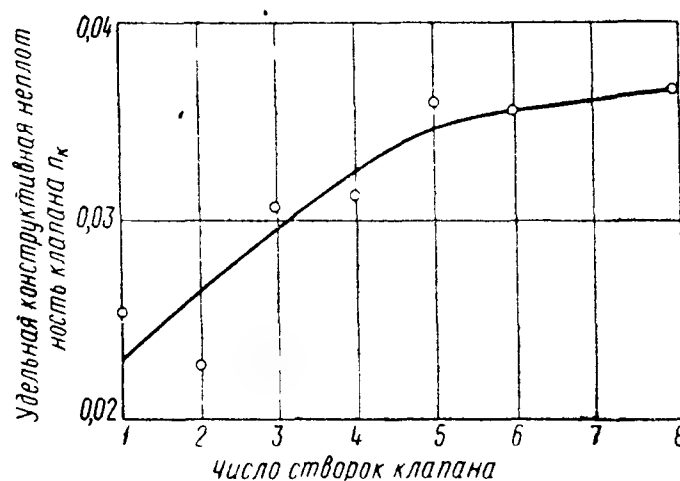


Рис. 15.12. Удельная конструктивная неплотность клапана

данным ЛИОТ, конструктивная неплотность зависит от числа створок клапана (рис. 15.12).

Коэффициенты сопротивления ξ для проходных клапанов, установленных по схеме рис. 15.7 а, б, и для основных проходов смесительных клапанов, установленных по схеме рис. 15.7, в и г, рассчитываются по формуле

$$\xi_1 = \bar{H}_1 \left[\frac{1}{\bar{L}_{1p \max}^2} - 1 \right] + \xi_{1 \text{ к.о.}} \quad (15.28)$$

Коэффициенты сопротивления для обводных клапанов, установленных по схеме рис. 15.7, в и г, определяются по формулам

$$\xi_2 = \bar{H}_2 \left[\frac{1}{\bar{L}_{2p \max}^2} - 1 \right] + \xi_{2 \text{ к.о.}} \quad (15.29)$$

где $\bar{L}_{2p \max}$ — то же, но для обводных проходов смесительных и распределительных клапанов, обеспечивающих пропуск заданного расхода воздуха в закрытом (не полностью) положении, например при регулировании второй рециркуляции.

$$\bar{L}_{1p \max} = \frac{\bar{L}_{1p \max} - n_{1k}}{1 - n_{1k}}, \quad (15.30)$$

$L_{1p \text{ макс}}$ — удельный расход воздуха относительно максимальной регулируемой пропускной способности проходных клапанов и основных проходов смесительных и распределительных клапанов;

$$\bar{L}_{2p \text{ макс}} = \frac{\bar{L}_{2 \text{ макс}} - n_{2к}}{1 - n_{2к}}; \quad (15.31)$$

$\bar{L}_{2p \text{ макс}}$ — то же, но для полностью закрывающихся обводных проходов, имеющих только конструктивные неплотности;

$$\bar{L}_{2p \text{ макс}} = \frac{1 - \bar{L}_{1 \text{ макс}}}{1 - n_1}, \quad (15.32)$$

$\bar{L}_{1 \text{ макс}}$ — удельный расход относительно максимальной пропускной способности проходного клапана или основного прохода смесительного и распределительного клапанов: при регулировании с прямолинейной характеристикой

$$\bar{L}_{1 \text{ макс}} = n_1 + \bar{\alpha} (1 - n_1); \quad (15.33)$$

при регулировании калориферов и воздухоохладителей

$$\bar{L}_{1 \text{ макс}} = \left[n_1^a + \bar{\alpha} (1 - n_1^a) \right]^{1/a}, \quad (15.34)$$

$\bar{L}_{2 \text{ макс}}$ — удельный расход относительно максимальной пропускной способности обводного прохода смесительного и распределительного клапанов:

$$\bar{L}_{2 \text{ макс}} = 1 - (\bar{L}_{1 \text{ макс}} - n_1) \frac{1 - n_2}{1 - n_1}; \quad (15.35)$$

$n_1 = \frac{L_{1 \text{ мин}}}{L_{1 \text{ макс}}}$ — удельная неплотность проходных клапанов

или основного прохода смесительного и распределительного клапанов относительно максимума;

$n_2 = \frac{L_{2 \text{ мин}}}{L_{2 \text{ макс}}}$ — удельная неплотность обводных проходов смесительных или распределительных клапанов;

$n_{к} = \frac{L_{к}}{L_{\text{макс}}}$ — удельная конструктивная неплотность (индек-

сы соответственно проходам) клапана, через которую проходит $L_{к} \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при полностью закрытых створках; если по условиям регулирования закрытый полностью клапан не должен пропускать воздуха больше $L_{к} \text{ м}^3/\text{ч}$, то общая неплотность n_1 или n_2 равна конструктивной $n_{1к}$ или $n_{2к}$;

$\xi_{1 \text{ к.о}}$ — коэффициент сопротивления проходных клапанов и основных проходов смесительных и распределительных клапанов в положении предельного открытия створок;

$\xi_{2 \text{ к.о}}$ — то же, но для обводных проходов смесительных и распределительных клапанов;

$\bar{H}_1 = \frac{H_1}{h_1}$ — относительное сопротивление регулируемого участка проходных клапанов и основных проходов смесительных распределительных клапанов;

$\bar{H}_2 = \frac{H_1}{h_2}$ — то же, для обводных проходов смесительных

и распределительных клапанов; h_1, h_2 — динамическое давление $\text{кг}/\text{м}^2$, при проходе максимального расхода воздуха соответственно через основной и обводной проходы в открытом положении;

a — показатель степени при значении весовой скорости воздуха (v) в формулах, определяющих коэффициент теплопередачи калориферов (табл. 15.2).

Величины $\bar{L}_{\text{макс}}$, вычисленные по формуле (15.34) при удельной неплотности $n_1=0,1$ и различных значениях a , приведены в табл. 15.4.

Таблица 15.4

Величины $\bar{L}_{1 \text{ макс}} = \left[n_1^a + \bar{\alpha} (1 - n_1^a) \right] \frac{1}{a}$ при $n_1=0,1$ и различных величинах a и $\bar{\alpha}$

$\bar{\alpha}$	$a=0,3$	$a=0,34$	$a=0,36$	$a=0,37$	$a=0,38$	$a=0,42$	$a=0,46$	$a=0,48$	$a=0,5$	$a=0,52$	$a=0,574$
0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
0,1	0,1371	0,139	0,14	0,1406	0,1413	0,1432	0,1455	0,1468	0,1479	0,1493	0,1528
0,2	0,1824	0,1866	0,1897	0,1901	0,1915	0,1954	0,1995	0,2029	0,2052	0,208	0,2153
0,3	0,2393	0,2449	0,2495	0,25	0,2516	0,2576	0,2649	0,2683	0,2718	0,2754	0,2858
0,4	0,3048	0,3133	0,3184	0,3199	0,322	0,3304	0,3311	0,3434	0,3478	0,3524	0,3648
0,5	0,3837	0,3926	0,398	0,4009	0,4038	0,413	0,4246	0,4282	0,4331	0,4385	0,4519
0,6	0,4753	0,4875	0,492	0,4932	0,4972	0,507	0,5176	0,5228	0,5278	0,5333	0,547
0,7	0,5821	0,5929	0,596	0,5984	0,603	0,6124	0,6223	0,6272	0,6318	0,6368	0,6486
0,8	0,7031	0,7129	0,7161	0,7194	0,7216	0,7295	0,7345	0,7414	0,7452	0,7482	0,7586
0,9	0,845	0,849	0,851	0,8531	0,8539	0,859	0,863	0,8657	0,8679	0,869	0,877
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Аэродинамический расчет смесительных и распределительных клапанов, имеющих прямолинейную общую характеристику, рекомендуется производить аналогично расчету, приведенному в примере 15.3 и табл. 15.5.

Если конструкция клапана не обеспечивает программного регулирования, то расчет ограничивается определением крайних положений створок и сопротивления клапана.

Аэродинамический расчет клапанов, регулирующих каналы первой и второй рециркуляции кондиционеров (см. рис. 15.7. д), производится вычислением коэффициентов сопротивления первой и второй рециркуляции ξ_1 и ξ_2 при различных относительных расходах воздуха, причем

$$\xi_1 = \frac{\bar{H}_1 [1 - (\bar{L}_{1 \text{ макс}})^2] + \bar{H}_3 [(1 + \bar{L}_3)^2 - (\bar{L}_{1p \text{ макс}} + \bar{L}_3)^2]}{(\bar{L}_{1p \text{ макс}})^2} + \xi_{1 \text{ к.о}}; \quad (15.36)$$

ξ_2 вычисляется по формуле (15.29).

где

$\bar{L}_{1p \text{ макс}}$ — определяется по формуле (15.30);

$\bar{L}_3$ — удельный расход наружного воздуха по отношению к максимальному расходу через канал 1-й рециркуляции $L_{1 \text{ макс}}$:

$$\bar{L}_3 = \frac{L_3}{L_{1 \text{ макс}}}; \quad (15.37)$$

Таблица 15.5

Расчет смесительного клапана к примеру 15.3

Относительный ход тяговых устройств α	Удельный расход по основному проходу $\bar{L}_{1 \text{ макс}} = 0,75 \alpha + 0,25$ из формулы (15.34)	По формуле (15.28)						По формуле (15.29)					
		$\bar{L}_1 \text{ р. макс} = \frac{\bar{L}_{1 \text{ макс}} - 0,1}{0,9}$ по формуле (15.30)	$(\bar{L}_1 \text{ р макс})^2 = A$	$\frac{1}{1 - \alpha} = B$	$20,83 B = B$	$\xi_1 = B + 1,9$	Угол поворота створки основного прохода (4 створки) β_1 в град	$L_2 \text{ р. макс} = \frac{1 - \bar{L}_1 \text{ макс}}{0,75}$ по формуле (15.32)	$(1 - \alpha)^2 = \Gamma$	$\frac{1}{1 - \alpha} = D$	$2,83 D = E$	$\xi_2 = E + 1,2$	Угол поворота створки обвода (2 створки) β_2 в град
0	0,25	0,167	0,0279	34,84	725,7	727,6	86	1	1	0	0	1,2	22
0,1	0,325	0,25	0,0625	14	291,6	293,5	83	0,9	0,81	0,23	0,65	1,85	27
0,2	0,4	0,333	0,1109	8,02	167,1	169	81	0,8	0,64	0,56	1,58	2,78	33
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,9	0,925	0,917	0,8409	0,19	3,96	5,86	46	0,1	0,01	99	280,2	291,4	79
1	1	1	1	0	0	1,9	30	0	0	—	—	—	90

$\bar{H}_1$ — относительное сопротивление канала первой рециркуляции:

$$\bar{H}_1 = \frac{H_{1A} + H_{1B}}{h_1} + \xi_{1 \text{ к.о.}} \quad (15.38)$$

$H_{1A} = H_B + H_K$ — основное сопротивление регулируемого участка первой рециркуляции, включающее сопротивление воздухопроводов H_B и камеры орошения H_K в $\kappa\Gamma/\text{м}^2$,
 H_{1B} — сопротивление от сужения и расширения потока, связанное с установкой клапана, в $\kappa\Gamma/\text{м}^2$;
 $\xi_{1 \text{ к.о.}}$ — коэффициент сопротивления створок клапана первой рециркуляции в положении предельного открытия створок — по предыдущему (см табл. 15.3);
 H_K — коэффициент сопротивления камеры орошения по отношению к динамическому давлению в клапане 1-й рециркуляции:

$$\bar{H}_2 = \frac{H_K}{h_1 (1 + \bar{L}_2)^2} \quad (15.39)$$

В. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА КЛАПАНОВ

Пример 15.3. Произвести аэродинамический расчет сдвоенного секционного смесительного клапана типа Кд 4044 для регулирования смеси наружного и рециркуляционного воздуха в кондиционере. Общая пропускная способность клапана $L_0 = 40\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Минимальный удельный расход наружного воздуха через створки основного прохода должен быть равен 25% максимального, т. е. $n_1 = 0,25$, а удельная конструктивная неплотность каждого из проходов $n_{1 \text{ к}} = n_{2 \text{ к}} = 0,1$.

Сопротивление регулируемого участка без учета сопротивлений, связанных с установкой клапана, по основному проходу для наружного воздуха $H_{1A} = 15 \kappa\Gamma/\text{м}^2$ и по проходу для рециркуляции $H_{2A} = 5 \kappa\Gamma/\text{м}^2$.

Проход для наружного воздуха (основной) имеет 4 створки площадью $F_\Phi = 2,8 \text{ м}^2$, а для рециркуляции — 2 створки площадью $F_0 = 0,86 \text{ м}^2$.

Решение. Расходы воздуха через проходы клапана равны. максимальный наружного воздуха по формуле (15.21):

$$L_{1 \text{ макс}} = 40\,000 \left[1 - \frac{0,1 (1 - 0,25)}{1 - 0,25 \cdot 0,1} \right] = 36\,920 \text{ м}^3/\text{ч};$$

минимальный наружного воздуха — 25% максимального:

$$L_{1 \text{ мин}} = 0,25 \cdot 36\,920 = 9\,230 \text{ м}^3/\text{ч},$$

максимальный рециркуляционного воздуха — по формуле (15.22):

$$L_{2 \text{ макс}} = 40\,000 \left[1 - \frac{0,25 (1 - 0,1)}{1 - 0,25 \cdot 0,1} \right] = 30\,770 \text{ м}^3/\text{ч},$$

минимальный рециркуляционного воздуха

$$L_{2 \text{ мин}} = 40\,000 - 36\,920 = 3\,080 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Динамическое давление воздуха при проходе через открытые створки основного прохода:

$$h_1 = \left[\frac{36\,920}{3600 \cdot 2,8} \right]^2 \frac{\gamma}{2g} = 0,82 \kappa\Gamma/\text{м}^2$$

и через створки обводного прохода

$$h_2 = \left[\frac{30\,770}{3600 \cdot 0,86} \right]^2 \frac{\gamma}{2g} = 6,04 \kappa\Gamma/\text{м}^2.$$

Максимальные потери давления за счет сужения и последующего расширения при входе и выходе из рамы клапана ($\xi_{1B} = 0,63$; $\xi_{2B} = 0,8$ — определены по расчету) равны:

$$H_{1B} = 0,63 \cdot 0,82 = 0,52 \kappa\Gamma/\text{м}^2; \quad H_{2B} = 0,8 \cdot 6,04 = 4,83 \kappa\Gamma/\text{м}^2.$$

Относительное сопротивление регулируемого участка без учета потерь в створках клапана (15.23)

$$\bar{H}_{1AB} = \frac{15,52}{0,82} = 18,93,$$

где $H_{1AB} = 15 + 0,52 = 15,52$ — сопротивление регулируемого участка без сопротивления, создаваемого створками основного прохода, в $\kappa\Gamma/\text{м}^2$.

По табл. 15.3 при $\bar{H}_{1AB} = 18,93$ для параллельно-створчатого клапана с 4 створками предельное открытое положение створок рекомендуется ограничить углом $\beta_H = 40^\circ$, но клапан Кд 4044 допускает ограничение открытия створок только в пределах углов от 0 до 30° , поэтому принимаем $\beta_H = 30^\circ$ и $\xi_{1 \text{ к.о.}} = 1,9$.

Общая характеристика регулирования должна быть прямой, поэтому удельный расход по основному проходу рассчитывается по формуле (15.33) при $n_1 = 0,25$:

$$\bar{L}_{1 \text{ макс}} = 0,25 + 0,75 \alpha$$

и удельный расход относительно регулируемого максимума — по формуле (15.30) при $n_1 = n_{1 \text{ к}} = 0,1$:

$$\bar{L}_{1 \text{ р. макс}} = \frac{\bar{L}_{1 \text{ макс}} - 0,1}{0,9}.$$

В начальный момент хода тяговых устройств при $\bar{\alpha}=0$, когда створки основного прохода предельно закрыты, $L_{1 \text{ макс}}=0,25$, а

$$\bar{L}_{1 \text{ р. макс}} = \frac{0,25-0,1}{0,9} = 0,167.$$

Полное удельное сопротивление регулируемого участка по формуле (15.24):

$$\bar{H}_1 = 18,93 + 1,9 = 20,83$$

и полная потеря давления на регулируемом участке (15.25):

$$H_1 = 20,83 \cdot 0,82 = 17,1 \text{ кг/м}^2.$$

Относительное сопротивление обводного прохода

$$\bar{H}_2 = \frac{17,1}{6,04} = 2,83.$$

Коэффициент сопротивления клапана на основном проходе в положении предельного закрытия створок, соответствующем пропуску 25% максимального расхода наружного воздуха, определяется по формуле (15.28):

$$\xi_1 = 20,83 \left[\frac{1}{0,167^2} - 1 \right] + 1,9 = 727,6.$$

Коэффициенту сопротивления $\xi_1=727,6$ по графику на рис. 15.8 соответствует угол предельного закрытия створок клапана 86° .

Таким образом, ход створок основного прохода должен быть ограничен углами $30-86^\circ$, а сопротивление клапана в предельно открытом положении равно: $17,1-15=2,1 \text{ кг/м}^2$.

Коэффициент сопротивления створок обводного клапана в положении предельного открытия створок по формуле (15.27):

$$\xi_{2 \text{ к.о}} = \frac{17,1 - (5,0 + 4,83)}{6,04} = 1,2,$$

что соответствует углу начального положения створок $\beta_{\text{к.о}}=22^\circ$ (рис. 15.8).

Конечное и промежуточное положение створок обводного клапана рассчитывается по формуле (15.29), причем удельный регулируемый расход определен по формуле (15.32) при $n_1=0,25$ и при $\bar{H}_2=6,04$; расчет сведен в табл. 15.5, из которой следует, что створки клапана на обводе должны поворачиваться в пределах углов $22-90^\circ$. Для регулирования по рассчитанной программе клапан Кд 4044 должен быть реконструирован.

Глава 16

ЭЖЕКТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

16.1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Эжекторы применяются главным образом для удаления воздуха, содержащего взрывоопасные или агрессивные пыли, пары и газы.

Поток рабочего (эжектирующего) воздуха, выходящий из сопла с большой скоростью в камеру смешения, увлекает за собой эжектируемый воздух (или газоздушную смесь), создавая в приемной камере зону пониженного давления.

После выравнивания скоростей в камере смешения воздух поступает в диффузор, где за счет уменьшения скорости динамическое давление преобразуется в статическое.

В зависимости от источника рабочего воздуха эжекторы делятся на вентиляторные и компрессорные (на сжатом воздухе).

По количеству эжекторов, присоединяемых к одному источнику рабочего воздуха, эжекторные системы разделяются:

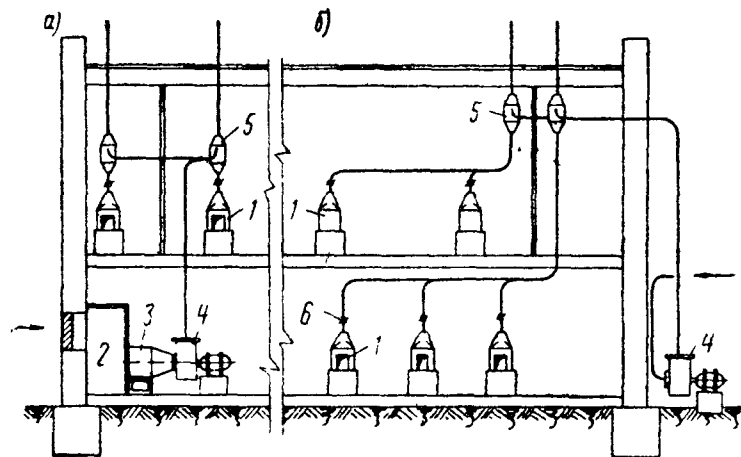


Рис. 16.1. Центральные вентиляторные схемы эжекции

а — подогретым воздухом; б — непогретым воздухом;
1 — укрытия аппаратом; 2 — воздухозаборная шахта;
3 — калорифер; 4 — вентилятор; 5 — эжектор; 6 — дроссель-клапан

а) на местные, когда каждый источник рабочего воздуха обслуживает отдельный эжектор;

б) на центральные, когда один источник рабочего воздуха обслуживает два эжектора и более (рис. 16.1).

Центральные эжекционные системы позволяют одним вентилятором обеспечить удаление воздуха от местных отсосов, расположенных в различных по вредности и категории опасности помещениях. Применяемые в системах кондиционирования эжекционные доводчики также являются примером использования центральной эжекционной системы.

Отношение количества эжектируемого L_2 воздуха к эжектирующему L_1 называется коэффициентом подмешивания или эжекции $\beta = \frac{L_2}{L_1}$. Наибольший коэффициент

полезного действия имеют эжекторы с коэффициентом подмешивания около 1; при $\beta > 1$ к. п. д. эжектора понижается медленно, что позволяет принимать высокие коэффициенты подмешивания в эжекторах высокого давления. Снижение $\beta < 0,5$ ведет к резкому падению к. п. д. установки.

Отношение скорости подсасываемого потока v_2 к скорости v_3 смешанного потока $n = \frac{v_2}{v_3}$ в последующих расчетах принято:

а) для эжекторов низкого давления с вентиляторным побуждением 0,4;

б) для эжекторов высокого давления, работающих на сжатом воздухе, 0,8.

Материал для изготовления эжекторов должен обладать достаточной стойкостью к агрессивному воздействию внешней среды, перемещаемых химически активных сред и к веществам, применяемым для периодической промывки эжектора.

При транспортировании воздуха, содержащего пары органических растворителей или взрывоопасных веществ, конденсат или пыль которых способны загораться или взрываться от искры, создаваемой зарядом статического электричества, материал для изготовления эжектора должен быть электропроводен.

Данные для выбора эжекторов низкого давления

Объем удаляемого воздуха в м³/ч	Потери давления во всасывающей сети p в кг/м²																			
	5				10				15				20				25			
	№ эжек-тора	Δp_3	Δp_H	Δp_p	№ эжек-тора	Δp_3	Δp_H	Δp_p	№ эжек-тора	Δp_3	Δp_H	Δp_p	№ эжек-тора	Δp_3	Δp_H	Δp_p	№ эжек-тора	Δp_3	Δp_H	Δp_p
1 000	1	5	30,6	0,78	2	8	15	2,52	3	8	24,4	2,02	4	10	10	3,11	5	10	39,7	2,32
2 000	7	5	11,6	0,9	8	8	35	2,8	9	8	22,4	2,18	10	8	25,2	1,49	11	10	17,7	2,33
3 000	13	5	7,6	1,07	14	8	34	3,04	15	8	21,4	2,44	16	8	23	1,7	17	10	27,7	3,21
4 000	19	5	24,6	0,74	20	5	22,4	0,17	21	8	16,4	5,68	22	8	30,2	1,4	23	8	13,5	1,1
5 000	25	5	9,6	1,93	26	5	22,3	1,21	27	8	26,4	3	28	8	25,2	1,76	29	10	32,7	3,4
6 000	31	5	29,5	1,22	32	5	30,9	0,65	33	8	26,3	2,6	34	8	37,2	2,23	35	8	19,5	1,63
8 000	37	5	38,7	1,08	38	5	28,1	0,53	39	8	26,3	2,47	40	8	34,7	1,86	41	10	17,7	3,92
10 000	43	5	21,8	1	44	5	15,5	0,58	45	8	21,3	2,52	46	8	45,2	1,84	47	8	27	1,12
12 000	49	5	11	—	50	8	25,3	1,94	51	8	36,3	1,32	52	8	35,2	0,86	53	10	22,7	1,96

Примечание Δp_3 — сопротивление напорной части эжектора, без шахты; Δp_H — давление, которое может быть израсходовано на напорный участок от вентилятора до сопла эжектора; Δp_p — резервное давление на случай установки выхлопной шахты (на трение в шахте).

1 — сопло; 2 — приемная камера; 3 — камера смещения; 4 — диффузор; d_1 — диаметр выходного сечения сопла; d_2 — диаметр начала смесительной камеры, d_3 — диаметр горловины эжектора; d_4 — диаметр устья диффузора; $d_{\text{вс}}$ — диаметр всасывающего воздуховода; $d_{\text{н}}$ — диаметр напорного воздуховода; L_1 — объем эжектирующего воздуха; L_2 — объем эжектируемого воздуха; $l_{\text{кам}}$ — длина смесительной камеры; $l_{\text{диф}}$ — длина диффузора; $\Gamma, E, \text{Ж}, \text{З}, \text{И}, \text{К}, \text{Л}, \text{М}, \text{Н}$ — конструктивные размеры эжектора

Т а б л и ц а 16.2

№ эжектора	Производительность L в $m^3/ч$	Давление, создаваемое вентилятором, Δp в $кг/м^2$	Обозначение комплекта	№ эжектора	Производительность L в $m^3/ч$	Давление, создаваемое вентилятором, Δp в $кг/м^2$	Обозначение комплекта
1	1000	73	A2,5 100-2a	28	5 000	140	B3-10a
2	1000	73	A2,5 100-2a	29	5 000	175	B3-11b
3	1000	120	A3-2a	30	5 000	174	B3-11b
4	1000	135	—	31	6 000	72	A5 100-2a
5	1000	182	—	32	6 000	92	B5-8b
6	1000	182	—	33	6 000	120	A6-2b
7	2000	54	B3-6a	34	6 000	152	B4-10b
8	2000	116	A3-2a	35	6 000	152	B4-10b
9	2000	116	A3-2a	36	6 000	175	B5-11b
10	2000	140	B4-10Д	37	8 000	73	A7-1a
11	2000	160	B3-11г	38	8 000	73	A7-1a
12	2000	205	B3-12Б	39	8 000	120	A6-2a
13	3000	50	B3-6a	40	8 000	150	B5-10b
14	3000	115	B3-9b	41	8 000	160	B4-10b
15	3000	115	B3-9b	42	8 000	180	B5-11b
16	3000	138	B3-10b	43	10 000	65	A8-5b
17	3000	170	B3-11г	44	10 000	83	A8-6b
18	3000	220	B3-12b	45	10 000	100	A6-2a
19	4000	67	B5-7b	46	10 000	160	B5-10b
20	4000	83	A5 100-2a	47	10 000	160	B5-10b
21	4000	110	B3-9b	48	10 000	195	B5-11b
22	4000	145	B4-10b	49	12 000	54	A10-5b
23	4000	145	B4-10b	50	12 000	107	B6-8a
24	4000	180	B3-11b	51	12 000	130	A8-9b
25	5000	52	B6-5a	52	12 000	150	B6-10b
26	5000	83	A5 100-2a	53	12 000	165	B5-10b
27	5000	120	A6-2b	54	12 000	182	A7-2b

Примечание. Расшифровка обозначения комплекта приведена в приложении I, табл. 11

Примечание. Расшифровка обозначения комплекта приведена в приложении I, табл. 11

от 1000 до 12 000 м³/ч при гидравлических потерях во всасывающих сетях от 5 до 30 кг/м² и коэффициенты подмешивания $\beta=1$, типизированы и для них выбраны комплекты вентиляторов и электродвигателей. Типовые эжекторы выбирают по табл. 16.1 и 16.2, как указано в примере.

Размеры типовых эжекторов низкого давления в мм

№ эжектора	d_1	d_2	d_3	d_4	$d_{вс}$	d_H	$l_{кам}$	$l_{диф}$	Г	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н
1	116	259	207	315	225	200	728	1080	58	232	200	200	290	400	400	225	2723
2	98	223	179	315	225	200	648	1360	49	196	200	200	243	400	400	225	2876
3	94	209	168	315	225	200	592	1470	47	188	200	200	235	400	400	225	2922
4	88	197	158	315	225	200	560	1570	44	176	200	200	220	400	400	225	2975
5	85	189	151	315	225	200	530	1640	42	170	200	200	211	400	400	225	3006
6	82	183	147	315	225	200	522	1680	41	164	200	200	205	400	400	225	3032
7	164	366	293	450	355	280	1032	1570	82	328	280	280	410	580	580	355	3947
8	139	315	252	450	355	280	905	1980	70	278	280	280	347	580	580	355	4167
9	133	297	238	450	355	280	840	2120	67	266	280	280	333	580	580	355	4228
10	126	282	226	450	355	280	800	2240	63	252	280	280	315	580	580	355	4290
11	120	267	216	450	355	280	768	2340	60	240	280	280	300	580	580	355	4343
12	116	259	209	450	355	280	745	2410	58	232	280	280	290	580	580	355	4380
13	202	447	358	560	400	355	1250	2020	101	404	355	355	505	710	710	400	4885
14	171	385	309	560	400	355	1105	2510	86	342	355	355	427	710	710	400	5152
15	164	365	292	560	400	355	1024	2680	82	328	355	355	410	710	710	400	5224
16	155	345	276	560	400	355	968	2840	78	310	355	355	388	710	710	400	5306
17	147	327	261	560	400	355	904	2990	74	294	355	355	367	710	710	400	5371
18	143	318	253	560	400	355	880	3070	72	286	355	355	358	710	710	400	5418
19	231	516	413	630	500	450	1456	2170	116	462	450	450	578	900	900	500	5604
20	210	467	375	630	500	450	1320	2550	105	420	450	450	525	900	900	500	5795
21	188	418	329	630	500	450	1130	3010	94	376	450	450	470	900	900	500	6010
22	179	399	318	630	500	450	1112	3120	90	358	450	450	448	900	900	500	6080
23	172	383	307	630	500	450	1080	3230	86	344	450	450	430	900	900	500	6140
24	165	368	292	630	500	450	1030	3308	83	330	450	450	413	900	900	500	6151
25	258	578	463	800	560	500	1640	3370	129	516	500	500	645	1000	1000	560	7215
26	234	523	419	800	560	500	1480	3810	117	468	500	500	585	1000	1000	560	7435
27	211	470	376	800	560	500	1320	4240	106	422	500	500	528	1000	1000	560	7648
28	200	446	357	800	560	500	1255	4430	100	400	500	500	500	1000	1000	560	7745
29	190	422	339	800	560	500	1195	4610	95	380	500	500	475	1000	1000	560	7840
30	185	408	328	800	560	500	1140	4720	93	370	500	500	463	1000	1000	560	7883
31	283	634	507	800	560	500	1790	2930	142	566	500	500	708	1000	1000	560	6988
32	257	574	461	800	560	500	1630	3390	129	514	500	500	643	1000	1000	560	7223
33	231	516	412	800	560	500	1450	3880	116	462	500	500	578	1000	1000	560	7468
34	219	488	392	800	560	500	1385	4080	110	438	500	500	548	1000	1000	560	7573
35	211	470	376	800	560	500	1320	4240	106	422	500	500	528	1000	1000	560	7648
36	200	446	367	800	560	500	1330	4330	100	400	500	500	500	1000	1000	560	7720
37	329	732	585	900	710	560	2050	3150	165	658	560	560	823	1120	1120	710	7853
38	297	662	531	900	710	560	1870	3690	149	594	560	560	743	1120	1120	710	8133
39	267	595	475	900	710	560	1670	4250	134	534	560	560	668	1120	1120	710	8418
40	253	565	452	900	710	560	1590	4480	127	506	560	560	633	1120	1120	710	8533
41	239	535	427	900	710	560	1500	4730	120	478	560	560	597	1120	1120	710	8657
42	241	516	412	900	710	560	1450	4880	116	462	560	560	577	1120	1120	710	8737
43	366	820	655	1000	800	630	2310	3450	183	732	630	630	915	1260	1260	800	8735
44	332	742	595	1000	800	630	2100	4050	166	664	630	630	830	1260	1260	800	9040
45	298	666	532	1000	800	630	1870	4680	149	596	630	630	746	1260	1260	800	9356
46	283	632	507	1000	800	630	1790	4930	142	566	630	630	708	1260	1260	800	9488
47	272	607	485	1000	800	630	1700	5150	136	544	630	630	680	1260	1260	800	9590
48	259	586	462	1000	800	630	1625	5380	130	518	630	630	647	1260	1260	800	9712
49	402	895	715	1000	800	710	2500	2850	201	804	710	710	1005	1420	1420	800	8575
50	342	770	617	1000	800	710	2200	3830	171	684	710	710	855	1420	1420	800	9105
51	326	727	582	1000	800	710	2050	4180	163	652	710	710	815	1420	1420	800	9265
52	309	690	552	1000	800	710	1950	4480	155	618	710	710	773	1420	1420	800	9423
53	293	653	522	1000	800	710	1830	4780	147	586	710	710	733	1420	1420	800	9563
54	282	634	506	1000	800	710	1800	4940	141	564	710	710	705	1420	1420	800	9665

Примечание При изготовлении эжекторов трехзначные размеры могут быть округлены до ближайших 5 или 10 мм

Пример 16.1. Выбрать типовой эжектор производительностью $L_2=6000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при сопротивлении всасывающих воздухопроводов и фильтра $\Delta p_2=25 \text{ кг/м}^2$

Решение. По табл 16.1 выбираем эжектор № 35. По табл 16.2 ему соответствует вентиляционный агрегат В4-10в, создающий давление 152 кг/м^2 . Согласно табл 16.1, $\Delta p_H=19,5 \text{ кг/м}^2$ может быть израсходовано в напорной сети от вентилятора до сопла эжектора. $\Delta p_3=8 \text{ кг/м}^2$ — располагаемое давление на преодоление сопротивления напорной части эжектора и $\Delta p_p=1,63 \text{ кг/м}^2$ — располагаемое резервное давление на преодоление сопротивления трению в выхлопной шахте в случае необходимости ее установки. Размеры эжектора № 35 определяются по табл 16.3 и рис 16.2

Если типовые эжекторы не могут быть применены для заданных условий, то расчет рекомендуется произ-

водить по методу П. Н. Каменева в последовательности, указанной в табл. 16.4, где одновременно дан и пример расчета эжектора для удаления $L_2=5000 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при сопротивлении всасывающей сети, по которой транспортируется пылевоздушная смесь при $\Delta p_2=20 \text{ кг/м}^2$

Сопротивление напорной части эжектора $\Delta p_3=8 \text{ кг/м}^2$ и коэффициент подмешивания $\beta=1$.

Во многих случаях для эжекции может быть применен наружный воздух без предварительного нагрева его в зимний период или воздух, удаляемый системой вытяжной вентиляции. Это значительно удешевляет строительство и эксплуатацию систем

Таблица 16.4

Продолжение табл. 16.4

Расчет эжекторов низкого давления

№ п/п	Расчетная формула	Решение примера
1	Секундный объем удаляемого воздуха $L_2^{\text{сек}} = \frac{L_2^4}{3600}$	$\frac{5000}{3600} = 1,39 \text{ м}^3/\text{сек}$
2	Секундный объем эжектирующего воздуха $L_1^{\text{сек}} = \frac{L_2^{\text{сек}}}{\beta}$	$\frac{1,39}{1} = 1,39 \text{ м}^3/\text{сек}$
3	Секундный объем смешанного воздуха $L_3^{\text{сек}} = L_1^{\text{сек}} + L_2^{\text{сек}}$	$1,39 + 1,39 = 2,78 \text{ м}^3/\text{сек}$
4	Коэффициент полезного действия диффузора $\eta_{\text{диф}} = 0,65^*$, чему при $\beta=1$ соответствует наилучшее отношение скоростей $n = \frac{v_2}{v_3} = 0,4$	
5	Скорость воздуха v_3 после смешения потоков в эжекторе $v_3 = 44 \sqrt{\frac{\Delta p_2 + \Delta p_3}{(2 - \eta_{\text{диф}}) [1 - \frac{\Delta p_2 + \Delta p_3}{n^2 (2 - \eta_{\text{диф}})]}}$	$\sqrt{\frac{27 + 8}{(2 - 0,65) [1 - 0,4 (2 - 0,65)]}} = 27,8 \text{ м/сек}$
6	Скорость воздуха в горловине эжектора $v_3' = (2 - \eta_{\text{диф}}) v_3$	$(2 - 0,65) 27,8 = 27,8 \text{ м/сек}$
7	Скорость воздуха при выходе из насадка $v_1 = (1 + \beta - n\beta) v_3'$	$(1 + 1 - 0,4 \cdot 1) 27,8 = 44,5 \text{ м/сек}$
8	Скорость подмешиваемого потока $v_2 = n v_3'$	$0,4 \cdot 27,8 = 11,15 \text{ м/сек}$
9	Площадь выходного сечения насадка $f_1 = \frac{L_1^{\text{сек}}}{v_1}$	$\frac{1,39}{44,5} = 0,0312 \text{ м}^2$
10	Диаметр выходного сечения насадка $d_1 = 1,13 \sqrt{f_1}$	$1,13 \sqrt{0,0312} = 0,2 \text{ м}$
11	Площадь кольцевого сечения между стенкой смесительной камеры и соплом $f_2' = \frac{L_2^{\text{сек}}}{v_2}$	$\frac{1,39}{11,15} = 0,125 \text{ м}^2$
12	Площадь сечения в начале смесительной камеры $f_2 = f_1 + f_2'$	$0,0312 + 0,125 = 0,156 \text{ м}^2$

№ п/п	Расчетная формула	Решение примера
13	Диаметр начала смесительной камеры $d_2 = 1,13 \sqrt{f_2}$	$1,13 \sqrt{0,156} = 0,446 \text{ м}$
14	Площадь горловины эжектора $f_3 = \frac{L_3^{\text{сек}}}{v_3}$	$\frac{2,78}{27,8} = 0,1 \text{ м}^2$
15	Диаметр горловины эжектора $d_3 = 1,13 \sqrt{f_3}$	$1,13 \sqrt{0,10} = 0,357 \text{ м}$
16	Длина смесительной камеры $l_{\text{кам}} = 8 (d_3 - d_1)$	$8 (0,357 - 0,20) = 1,255 \text{ м}$
17	Соппротивление трению смесительной камеры $\Delta p_{\text{кам}} = \frac{R_2 + R_3}{2} l_{\text{кам}}$ где R_2 и R_3 — сопротивление трению в начале и в конце смесительной камеры в кг/м^2 на 1 м длины камеры (см. табл. 14.1)	$\frac{1,483 + 1,15}{2} 1,26 = 1,66 \text{ кг/м}^2$
18	Диаметр устья диффузора d_4 принимается из условий скорости 4—8 м/сек	Принимаем 0,8 м
19	Скорость в устье диффузора $v_4 = \frac{L_3^{\text{сек}}}{0,785 d_4^2}$	$\frac{2,78}{0,785 \cdot 0,8^2} = 5,6 \text{ м/сек}$
20	Длина диффузора $l_{\text{диф}} = 10 (d_4 - d_3)$	$10 (0,8 - 0,357) = 4,43 \text{ м}$
21	Соппротивление трению диффузора $\Delta p_{\text{диф}} = \frac{R_3 + R_4}{2} l_{\text{диф}}$ где R_4 — сопротивление трению в сечении конца диффузора в кг/м^2 на 1 м длины (см. табл. 14.1)	$\frac{1,15 + 0,036}{2} 4,43 = 2,62 \text{ кг/м}^2$
22	Суммарное сопротивление напорной части эжектора $\Delta p_3' = \Delta p_{\text{диф}} + \Delta p_{\text{кам}} + \Delta p_{\text{дин}}$ где $\Delta p_{\text{дин}}$ — динамическое давление $= \left(\frac{v_4}{4} \right)^2$	$2,62 + 1,66 + \left(\frac{5,6}{4} \right)^2 = 6,24 \text{ кг/м}^2$
23	Резервное давление (на трение) на случай установки выхлопной шахты $\Delta p_{\text{рез}}^{\text{ш}} = \Delta p_3 - \Delta p_3'$	$8 - 6,24 = 1,76 \text{ кг/м}^2$
24	Высота сопла $\Gamma = 0,5 d_1$	$0,5 \cdot 0,2 = 0,1 \text{ м}$

* Коэффициент полезного действия диффузора является функцией сопротивлений всасывающего и напорного воздуховодов, а также функции величины β . Чем меньше β , тем больше к п д диффузора; на основании практических данных к п д диффузора рекомендуется принимать $\eta_{\text{диф}} = 0,65$.

Продолжение табл. 16.4

№ п/п	Расчетная формула	Решение примера
25	Высота конфузора сопла $E = 2d_1$	$2 \cdot 0,2 = 0,4 \text{ м}$
26	Радиус закругления напорного воздуховода при входе в приемную камеру $r = d_H$ где d_H — диаметр напорного воздуховода	Принимаем 0,5 м
27	Скорость эжектирующего воздуха в напорном воздуховоде $v_H = \frac{L_1^{\text{сек}}}{0,785 d_H^2}$	$\frac{1,9}{0,785 (0,5)^2} = 7 \text{ м/сек}$
28	Расстояние от центра напорного воздуховода до низа приемной камеры $Z = d_H$	0,5 м
29	Длина конфузора приемной камеры $H = 2,5d_1$	$2,5 \cdot 0,2 = 0,5 \text{ м}$
30	Высота приемной камеры $K = HK + Z = 2d_H$	$0,5 + 0,5 = 1 \text{ м}$
31	Диаметр приемной камеры $L = K = 2d_H$	$0,5 \cdot 2 = 1$
32	Длина диффузора приемной камеры $M = d_{\text{вс}}$ где $d_{\text{вс}}$ — диаметр всасывающего воздуховода	Принимаем 0,56 м
33	Скорость эжектируемого воздуха во всасывающем воздуховоде $v_{\text{вс}} = \frac{L_2^{\text{сек}}}{0,785 d_{\text{вс}}^2}$	$\frac{1,39}{0,785 (0,56)^2} = 5,7 \text{ м/сек}$
34	Динамическое давление в кольцевом сечении камеры $\Delta p_{\text{дин}2} = \left(\frac{v_2}{4} \right)^2$	$\left(\frac{11,15}{4} \right)^2 = 7,75 \text{ кг/м}^2$
35	Вакуум в начале смесительной камеры $\Delta p_{\text{вак}} = \Delta p_2 + \Delta p_{\text{дин}2}$	$20 + 7,75 = 27,75 \text{ кг/м}^2$
36	Динамическое давление в выходном сечении насадка $\Delta p_{\text{дин}1} = \left(\frac{v_1}{4} \right)^2$	$\left(\frac{44,5}{4} \right)^2 = 124 \text{ кг/м}^2$
37	Полное давление у выхода из насадка $\Delta p_1 = \Delta p_{\text{дин}1} - \Delta p_{\text{вак}}$	$124 - 27,75 = 96,25 \text{ кг/м}^2$
38	Сопротивление напорной сети до насадка $\Delta p_{\text{нап. сети}}$	По расчету воздуховодов $25,25 \text{ кг/м}^2$ (табл. 14.1)
39	Полное давление, создаваемое вентилятором $\Delta p_{\text{вен}} = 1,15 \Delta p_{\text{дин}1} + \Delta p_{\text{до нас. нап. сети}} - \Delta p_{\text{вак}}$	$1,15 \cdot 124 + 25,25 - 27,75 = 140 \text{ кг/м}^2$
40	Статический к. п. д. эжектора $\eta_{\text{ст}} = \frac{L_2^{\text{сек}} (\Delta p_2 + \Delta p_3)}{L_1^{\text{сек}} \Delta p_1} 100\%$	$\frac{1,39 (20 + 8) 100}{1,39 (96,25)} = 29\%$

16.3. ЭЖЕКТОРЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ (С ПОБУЖДЕНИЕМ СЖАТЫМ ВОЗДУХОМ)

Эжекторы высокого давления, работающие на сжатом воздухе (рис. 16.3), наиболее часто применяются при объемах отсасываемого воздуха до 1000 м³/ч.

Скорость выхода воздуха из сопел эжекторов, работающих на воздухе давлением более 1 кг/см², принимается равной $v_1 = 320 \text{ м/сек}$, а диаметр выходного отверстия сопла определяется по формуле

$$d_1 = 0,0584 \sqrt{G_1} \text{ мм.} \quad (16.1)$$

При этом диаметр в начале смесительной трубы равен

$$d_2 = \sqrt{(0,001d_1 + 0,004)^2 + 1,085 \frac{G_2}{v_2}} \text{ м.} \quad (16.2)$$

Диаметр в конце смесительной камеры d_3 определяется по номограммам, приведенным на рис. 16.4 или 16.5. Величина d_3 зависит от суммарного количества перемещаемого воздуха G_3 и скорости воздуха в конце смесительной камеры v_3 .

Скорости воздуха v_2 , v_3 и коэффициент подмешивания β определяются по номограмме на рис. 16.6 исходя из суммарной потери давления в сети $p_{\text{сум}}$, кг/м².

Здесь G_1 — расход воздуха через сопло в кг/сек;
 G_2 — расход удаляемого (подмешиваемого) воздуха в кг/сек:

$$G_2 = G_1 \beta; \quad (16.3)$$

β — коэффициент подмешивания;
 v_2 — скорость подмешиваемого потока.

При составлении номограмм принято:

а) давление сжатого воздуха перед эжектором 1 кг/см² при $t = 18^\circ \text{C}$;

б) подвод эжектируемого воздуха производится по оси эжектора;

в) коническая форма сопла и диффузора с постоянным углом между образующими. Принятая форма сопла и диффузора проста в изготовлении, но несколько снижает к.п.д. эжектора по сравнению с эжектором, имеющим сопло Лаваля и диффузор с переменным углом раскрытия;

г) температура эжектируемого воздуха 16—25°.

Оптимальная длина смесительной камеры

$$l_{\text{кам}} = 8(d_3 - d_1). \quad (16.4)$$

Диаметр выхлопной трубы за диффузором d_4 определяется исходя из скорости воздуха в выхлопном сечении v_4 4—15 м/сек:

$$d_4 = 1,04 \sqrt{\frac{G_3}{v_4}}. \quad (16.5)$$

Оптимальная длина диффузора

$$l_{\text{диф}} = 8(d_4 - d_3). \quad (16.6)$$

Расчет эжектора указан в примере 16.2.

Пример 16.2. Рассчитать эжектор, работающий на сжатом воздухе, для удаления воздуха $V_2 = 0,0416 \text{ м}^3/\text{сек}$. Сопротивление всасывающей сети $\Delta p_2 = 17 \text{ кг/м}^2$ и выхлопной трубы эжектора $\Delta p_3 = 17 \text{ кг/м}^2$.

Температура удаляемого воздуха $t_2 = +16^\circ \text{C}$.

Решение. Вес удаляемого воздуха

$$G_2 = V_2 \gamma = 0,0416 \cdot 1,18 = 0,049 \text{ кг/сек.}$$

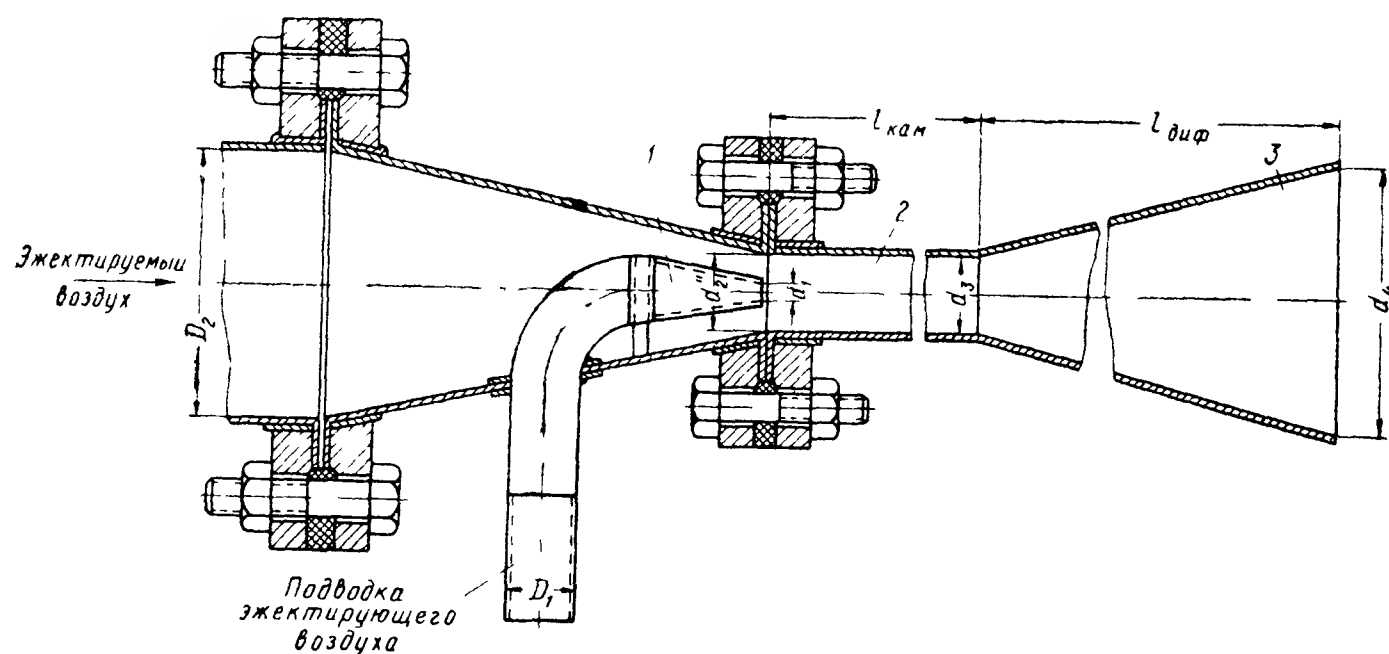


Рис. 163 Эжектор высокого давления

1 — насадка (сопло), 2 — смесительная камера; 3 — диффузор, D_1 — диаметр воздуховода эжектирующего воздуха, d_1 — диаметр выходного отверстия насадки (сопла); D_2 — диаметр воздуховода эжектируемого воздуха; d_2 — диаметр в начале смесительной камеры, d_3 — диаметр в конце смесительной камеры; $l_{\text{кам}}$ — длина смесительной камеры, $l_{\text{диф}}$ — длина диффузора, d_4 — диаметр выхода диффузора

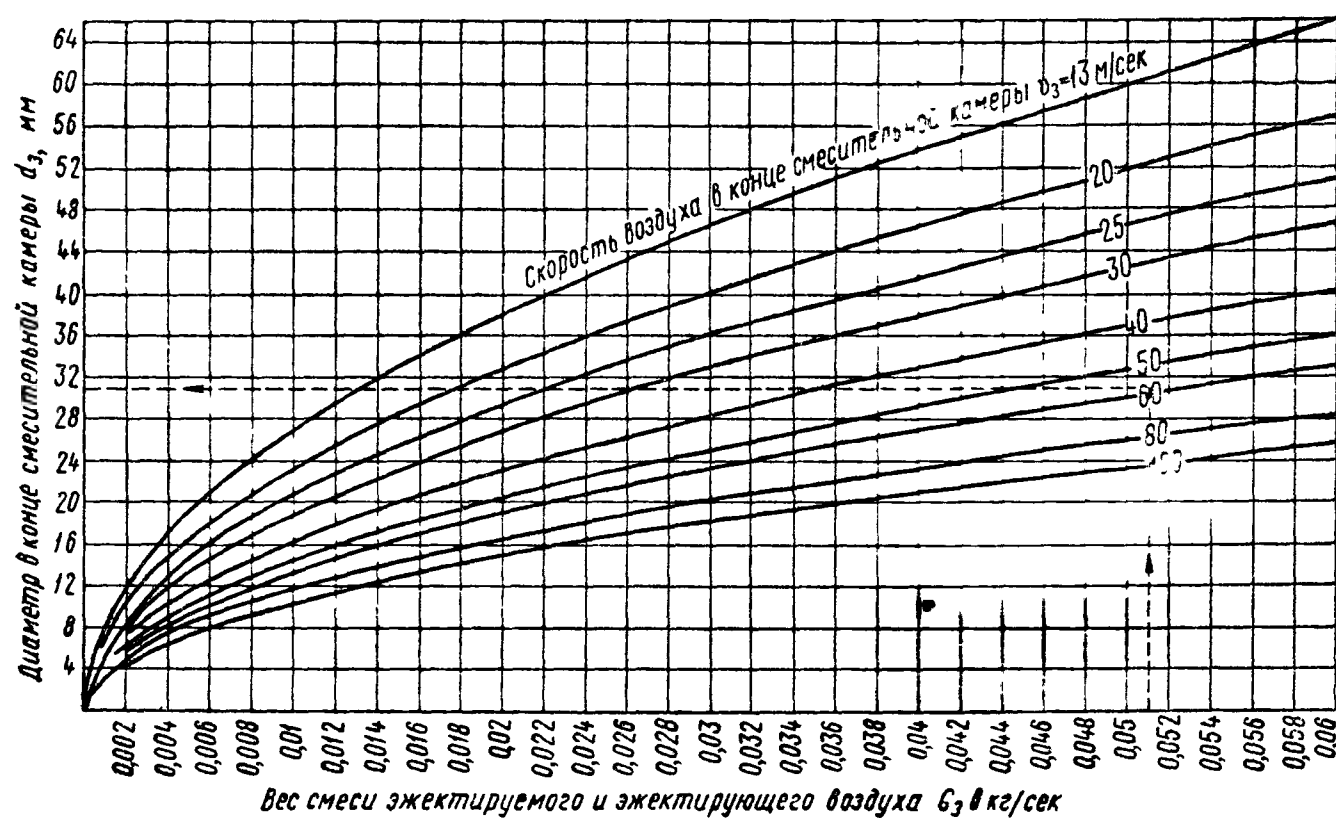


Рис 164 Номограмма для определения диаметра в конце смесительной камеры d_3 при производительности эжектора до $200 \text{ м}^3/\text{ч}$

Суммарная потеря давления

$$p_{\text{сум}} = \Delta p_2 + \Delta p_3 = 17 + 17 = 34 \text{ кг/м}^2.$$

По номограмме на рис. 16.6 определяем

$$v_2 = 46,8 \text{ м/сек}, \quad v_3 = 58,5 \text{ м/сек}, \quad \beta = 22,5.$$

Секундный расход эжектирующего воздуха определяем по формуле (16.3)

$$G_1 = \frac{G_2}{\beta} = \frac{0,049}{22,5} = 0,002 \text{ кг/сек.}$$

Общий вес смеси эжектирующего и эжектируемого воздуха

$$G_3 = G_1 + G_2 = 0,002 + 0,049 = 0,051 \text{ кг/сек.}$$

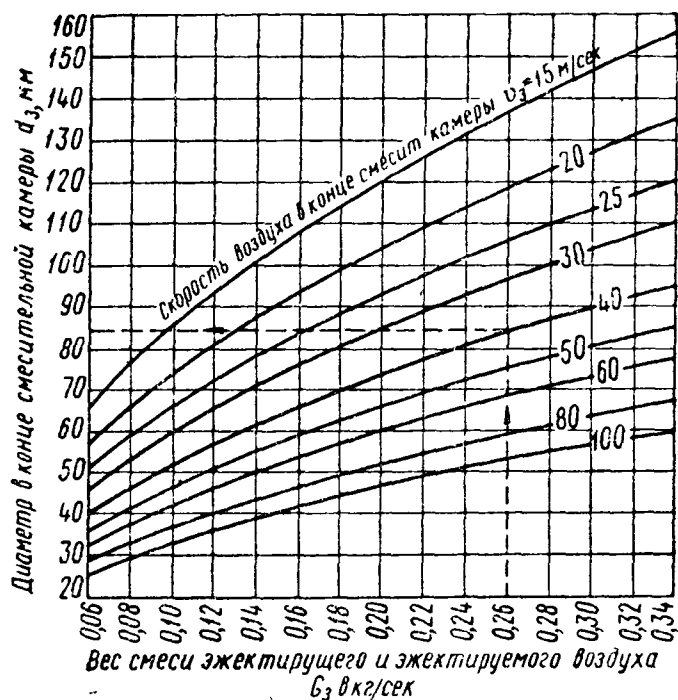


Рис. 16.5. Номограмма для определения диаметра в конце смесительной камеры d_3 при производительности эжектора от 200 до 1000 $\text{м}^3/\text{ч}$

На основании полученных величин G_3 и v_3 по номограмме (рис. 16.4) определяем диаметр в конце смесительной камеры $d_3 = 31 \text{ мм}$.

Диаметр выходного сечения сопла определяем по формуле (16.1)

$$d_1 = 0,0584 \sqrt{0,002} = 2,6 \text{ мм}$$

и диаметр в начале смесительной камеры по формуле (16.2)

$$d_2 = \sqrt{(0,001 \cdot 2,6 + 0,004)^2 + 1,085 \frac{0,049}{46,8}} = 0,0335, \text{ или } 33,5 \text{ мм.}$$

Остальные величины определяем по формулам (16.4), (16.5) и (16.6):

$$l_{\text{кам}} = 8(31 - 2,6) = 227 \text{ мм};$$

$$d_4 = 1,04 \sqrt{\frac{0,051}{5}} = 0,101 \text{ м, или } 101 \text{ мм};$$

$$l_{\text{диф}} = 8(101 - 31) = 560 \text{ мм.}$$

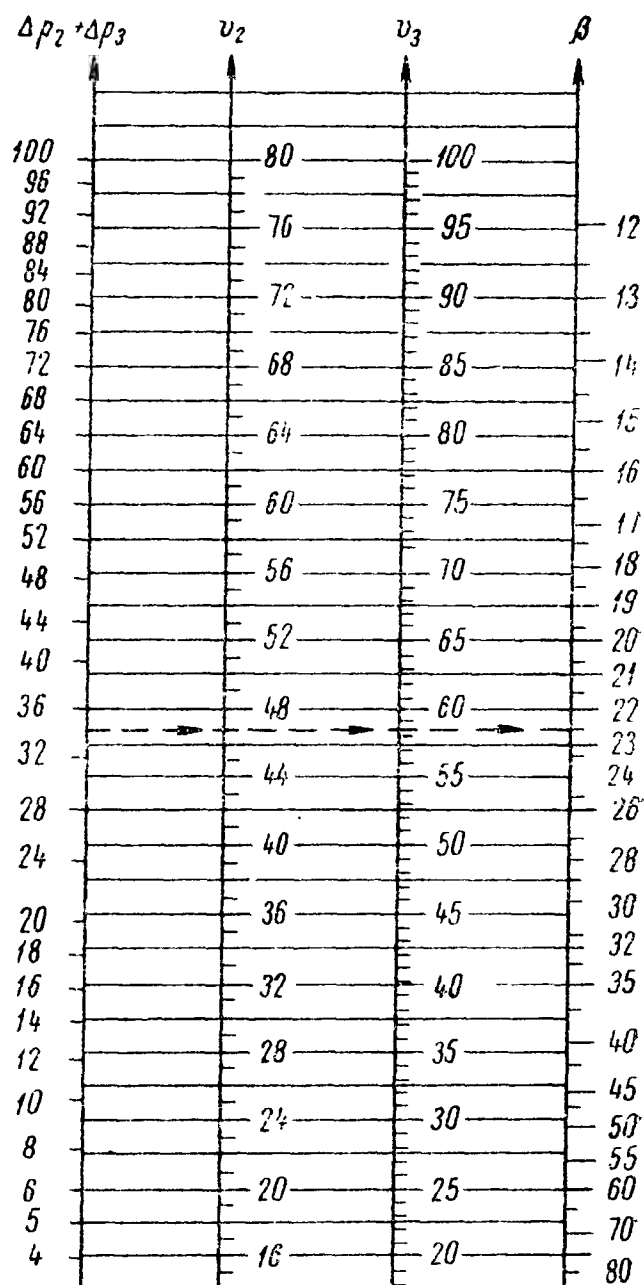


Рис. 16.6. Номограмма для определения скоростей v_2 и v_3 и коэффициента подмешивания β , где $\Delta p_2 + \Delta p_3$ — суммарная потеря напора в кг/м^2 ; Δp_2 — потери давления всасывающей сеги; Δp_3 — потери давления за диффузором (в выхлопной трубе эжектора); v_2 — скорость подмешивания потока в м/сек ; v_3 — скорость воздуха в конце смесительной камеры в м/сек ; β — весовой коэффициент подмешивания

ГЛАВА 17

БОРЬБА С ШУМОМ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

17.1. ФИЗИЧЕСКИЕ И ФИЗИОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗВУКА И ШУМА

В акустике существуют две системы качественной оценки звука: физическая (объективные показатели) и физиологическая характеристики (стати-

стические субъективные показатели). Физическая характеристика включает частоту и среднеквадратичное звуковое давление или его уровень. Физиологическая характеристика — это высота тона и его громкость или уровень громкости. Эквивалентом связи между физическими и физиологическими единицами измерения звука

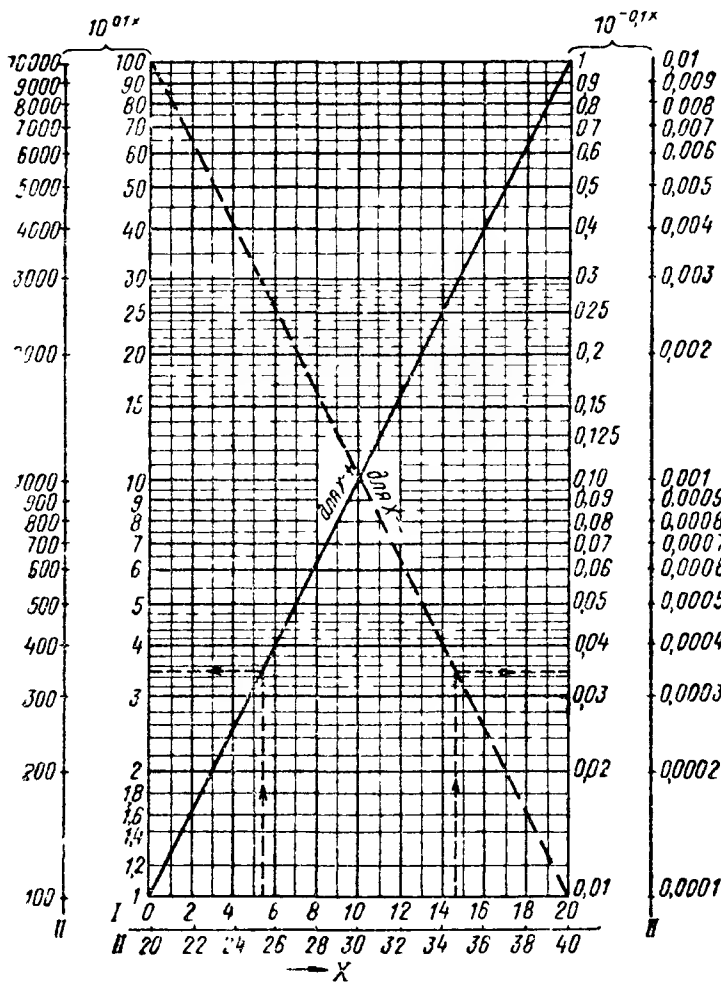


Рис 17.1. График определения величины $10^{0,1x}$ и $10^{-0,1x}$

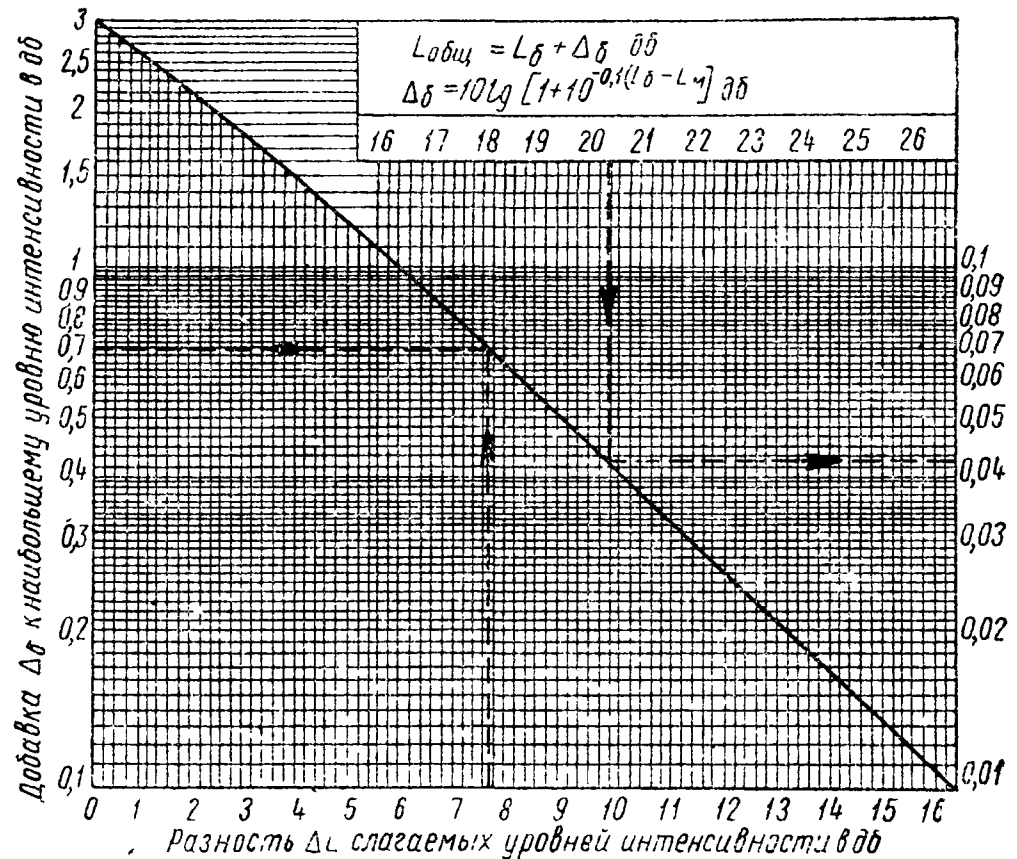


Рис 17.2. Добавки к наибольшему из двух слагаемых уровней для получения их общего уровня

служит тон с частотой 1 000 гц, с уровнем которого сравниваются уровни звуковых давлений других равногромких звуков

Физическими характеристиками шумов служат уровни среднеквадратичных звуковых давлений в полосах частот, отнесенные к среднегеометрическим частотам полос, на которые разделяют весь слуховой диапазон.

Графическое изображение этих физических характеристик шума носит название спектрограммы шума. Для акустических расчетов вентиляционных систем и гигиенической оценки шумов пользуются октавными полосами частот.

Октавой называют полосу, конечная (f_k) частота которой в 2 раза, а среднегеометрическая $f_{ср.г}$ в 1,41 раза ($\sqrt{2}$) больше начальной (f_n), т.е.

$$\frac{f_k}{f_n} = 2; f_{ср.г} = \sqrt{f_k f_n} = 1,41 f_n.$$

Некоторые приборы для анализа шумов имеют более узкие полосы, а именно: полуоктавные с $\frac{f_k}{f_n} = \sqrt{2}$ и третьоктавные $\frac{f_k}{f_n} = \sqrt[3]{2}$.

Для акустических расчетов и сопоставления с нормами шума уровни в полу- и третьоктавных полосах следует приводить к октавным путем суммирования интенсивностей в полосах, входящих в состав октавы, по формуле

$$L_c = L_b + 10 \lg (1 + 10^{-0,1 \Delta}) = L_b + \Delta L_{дб}, \quad (17.1)$$

где L_c — суммарный уровень для каждой пары слагаемых уровней в дб;

$\Delta = L_b - L_m$ — разность между большим и меньшим слагаемыми уровнями;

ΔL — добавка к наибольшему уровню в дб.

Величины $-0,1 \Delta$ определять по рис. 17.1, а величину добавки ΔL — по графику на рис. 17.2.

Если все слагаемые уровни одинаковы, общий уровень будет равен

$$L_{об} = L + 10 \lg n = L + \Delta L_n, \quad (17.2)$$

где L — один из одинаковых слагаемых уровней в дб;

n — число одинаковых слагаемых уровней;

ΔL_n — добавка к одному из слагаемых уровней

Величины ΔL_n приведены в табл. 17.1.

Из табл. 17.1 видно, что если каждый из двух источников порознь создает в точке прослушивания одинаковый уровень звукового давления, то при одновременном излучении шума двумя источниками этот уровень увеличится только на 3 дб.

Таблица 17.1

Величины добавок к одному из одинаковых уровней звукового давления ΔL_n в дб

Число одинаковых слагаемых уровней звукового давления	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20	25	30	40	50
	3	4,8	6	7	7,8	8,5	9	9,5	10	11,8	13	14	14,8	16	17

Физиологическими характеристиками шума являются его общая громкость в тонах или уровень громкости в фонах. На рис. 17.3 приведены кривые равной громкости для октавных полос шума. Для определения общей громкости шума S_0 следует перевести с помощью графика рис. 17.2 октавные уровни звуковых давлений (дБ) в октавные громкости (сон), затем суммировать громкости во всех октавных полосах и, отметив наибольшую из них S_6 , определить общую громкость S_0 по формуле

$$S_0 = S_6 + 0,3(\Sigma S - S_6) \text{ сон.} \quad (17.3)$$

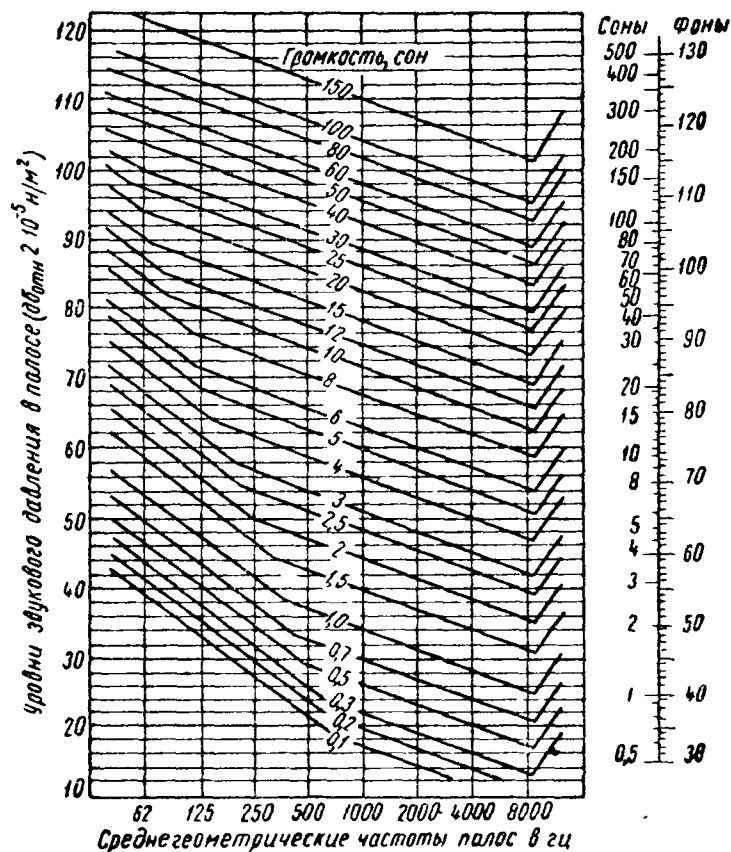


Рис. 17.3 График перевода уровней звукового давления в величины громкости

Отношение общих громкостей непосредственно указывает, во сколько раз уменьшился шум по восприятию. Общий уровень громкости шума определяется формулой

$$L_{гр} = 40 + 33,33 \lg S_0 \text{ фон,} \quad (17.4)$$

$$\text{откуда } S_0 = 2^{0,1 (L_{гр} - 40)} \text{ сон.}$$

Это означает, что каждому увеличению уровня громкости на 10 фон соответствует увеличение громкости в 2 раза

А. УРОВНИ ЗВУКОВЫХ ДАВЛЕНИЙ, ИНТЕНСИВНОСТИ ЗВУКА И ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ

Следует различать: октавные или полосовые уровни, характеризующие количество звуковой энергии в октаве или в полосе частот другой ширины; общие уровни, указывающие на суммарное количество звуковой энергии в спектре шума, т. е. во всем слуховом диапазоне; суммарные уровни, характеризующие количество звуковой энергии, излучаемой разными источниками, или общее

количество звуковой энергии в данной точке, поступающее от разных источников шума.

Уровень звукового давления L_d определяется равенством

$$L_d = 10 \lg \left(\frac{P}{P_0} \right)^2 = 20 \lg \frac{P}{P_0} \text{ дБ.} \quad (17.5)$$

Уровень интенсивности L_n звука соответственно равен:

$$L_n = 10 \lg \frac{I}{I_0} \text{ дБ,} \quad (17.6)$$

а уровень звуковой мощности

$$L_m = 10 \lg \frac{W}{W_0} \text{ дБ,} \quad (17.7)$$

где $P_0 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ дин/см}^2$; $2 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2$ или $2 \cdot 10^{-5} \text{ н/м}^2$;

$I_0 = 10^{-9} \text{ эрг/см}^2 \cdot \text{сек}$, или $10^{-13} \text{ кгм/м}^2 \cdot \text{сек} = 10^{-12} \text{ вт/м}^2$;

$W_0 = 10^{-9} \text{ эрг/см}^2 \cdot \text{сек}$, или $10^{-13} \text{ кгм/м}^2 \cdot \text{сек} = 10^{-12} \text{ вт/м}^2$.

Из формул (17.5), (17.6) и (17.7) следует, что разности двух уровней звуковых давлений L_1 и L_2 , интенсивности или мощности соответствует определенное отношение их абсолютных величин.

Каждому удвоению звукового давления соответствует увеличение уровня давления на 6 дБ, а каждому удвоению интенсивности звука или звуковой мощности — увеличение их уровня на 3 дБ.

Изменение уровня звукового давления на 10 дБ приблизительно соответствует изменению громкости в 2 раза.

Акустические расчеты вентиляционных систем проводят по энергии, т. е. по уровням интенсивности звука и звуковой мощности, однако непосредственно измеряемым показателем интенсивности, а следовательно, и мощности является уровень звукового давления, поэтому необходимо знать связь между этими уровнями. Связь эта определяется условиями распространения звуковых волн.

Если звуковые волны свободно распространяются в среде без отражений и проходят через точку пространства только в одном направлении, то

$$L_d = L_n + 10 \lg \frac{\rho c}{\rho_0 c_0} + \Delta_n = L_m - 20 \lg r - 10 \lg \varphi + 10 \lg \frac{\rho c}{\rho_0 c_0} + \Delta_n. \quad (17.8)$$

Так как скорость звука возрастает с температурой, а плотность убывает, то в акустических расчетах вентиляционных установок поправкой на волновое сопротивление $10 \lg \frac{\rho c}{\rho_0 c_0}$ можно пренебречь. Тогда

$$L_d = L_n + \Delta_n = L_m - 20 \lg r - 10 \lg \varphi + \Delta_n, \quad (17.9)$$

где

r — кратчайшее расстояние от источника шума до точки прослушивания в м;

φ — угол излучения звуковой мощности в стерадианах;

$\Delta_n = L_{изм} - L_d$ — показатель направленности излучения источником шума в дБ, указывающий, на сколько децибел измеренный уровень звукового давления $L_{изм}$ в данной точке больше или меньше того уровня L_d , который был бы в этой точке при равномерном излучении той же звуковой мощности по всем направлениям. Величину угла излучения следует принимать:

- $\varphi=4$ — при размещении источника вдали от ограничивающих плоскостей (вблизи от центра объема помещения или на высоте $h > r$ над уровнем земли), т. е. при излучении звука по сфере;
 $\varphi=2$ — при расположении источника вблизи центра ограничивающей плоскости (на полу или под потолком помещения, вблизи их центра или на земле при $r < h$), т. е. при излучении звука по полусфере;
 $\varphi=1$ — при размещении источника в двухгранном углу (у пола или под потолком вблизи от центра одной из стен или на земле у здания при $r < h$), т. е. при излучении звука по $1/4$ сферы;
 $\varphi = \frac{\pi}{2}$ — если источник размещен в трехгранном углу (у потолка или пола в углу помещения), т. е. при излучении звука по $1/8$ площади сферы

В акустических расчетах вентиляционных систем можно принимать показатель направленности для насадок и решеток $\Delta_n = 5$ дБ.

Если звуковые волны распространяются по каналам, то связь между уровнем звукового давления, интенсивностью звука и звуковой мощностью, пренебрегая поправкой на волновое сопротивление, определяется равенством

$$L_d = L_n = L_w - 10 \lg F, \quad (17.10)$$

где F — площадь поперечного сечения каналов в m^2 при изменении звуковой мощности в $kgm/сек$ или $вт$

При распространении звука в помещениях, когда звуковые волны, отраженные от ограждений, проходят через точку прослушивания со всех возможных направлений, создавая в ней некоторую плотность звуковой энергии,

$$L_d = L_n + 6 + \Delta = L_m - 10 \lg A + 6 + \Delta \text{ дБ}, \quad (17.11)$$

где $A = \Sigma S \alpha_p \left(1 + \frac{\tau}{\alpha_p}\right)$ — звукопоглощение ограждениями помещения* в m^2 ;

S — площадь отдельных ограждений — стен, окон, пола и потолка в m^2 ,
 α_p и τ — реверберационный коэффициент звукопоглощения ограждений и их коэффициент звукопроводности,

$\Delta = 10 \lg \left(1 - \frac{A}{4\varphi r^2} \frac{0,1\Delta_n}{10}\right)$ — поправка на расстояние от источника, учитывающая увеличение звукового давления вблизи от источника за счет прямой энергии в дБ,
 φ — угол излучения в стер** На расстояниях от источника $r > \sqrt{\frac{2A}{\varphi} 10^{0,1\Delta_n}}$ значением Δ можно пренебрегать

При τ , значительно меньшем α_p

$$A \approx \Sigma S \alpha_p \text{ ***.}$$

Для незаполненных помещений с соотношением размеров не более 1 : 1,5 : 2 звукопоглощение в них приближенно можно определять по формуле

$$A = 6 \alpha_{cp} \sqrt[3]{V^2} \text{ м}^2, \quad (17.12)$$

* Единицу измерения звукопоглощения иногда называют сэбином. Один сэбин равен поглощению площадью в $1 m^2$ с коэффициентом звукопоглощения, равном единице. Это приблизительно соответствует поглощению открытым окном площадью $1 m^2$.

** Величину $10^{0,1\Delta}$ можно определить по графику рис 17.1

*** Точнее, $A = \frac{\Sigma S \alpha_p}{1 - \alpha_p}$. Но для акустически необработанных помещений влиянием $(1 - \alpha_p)$ можно пренебречь

где V — внутренняя кубатура помещения в m^3 ;
 α_{cp} — осредненный реверберационный коэффициент звукопоглощения, принимаемый для частот 63 и 125 гц $\alpha_{cp} = 0,04$, 250 и 500 гц $\alpha_{cp} = 0,06$, 1000 и 2000 гц $\alpha_{cp} = 0,07$, 4000 и 8000 гц $\alpha_{cp} = 0,08$,

Б. НОРМИРОВАНИЕ ШУМОВ

Уровни звуковых давлений шумов, создаваемых в помещениях и проникающих извне, в том числе и от

Таблица 17.2

Предельно допустимые уровни звукового давления в октавных полосах шума со сплошным спектром, действующего в течение более 4 ч в смену

Место возникновения шума	Среднегеометрические частоты октавных полос в гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Шумы, проникающие извне в помещения, находящиеся на территории промышленных предприятий								
а) конструкторские бюро, комнаты расчетчиков и программистов счетно-электронных машин, помещения в лабораториях для обработки данных и лабораториях без собственных источников шума	71	61	54	49	45	42	40	38
б) здравпункты и заводоуправления	79	70	63	58	55	52	50	49
Шумы, возникающие внутри помещений и проникающие в помещения, находящиеся на территории промышленных предприятий								
а) помещения счетно-электронных машин и участка точной сборки	79	70	63	58	55	52	50	49
б) помещения лабораторий, кабины наблюдения и дистанционного управления	94	87	82	78	75	73	71	70
в) рабочие места в производственных помещениях и на территории пром предприятий*	103	96	91	88	85	83	81	80
Шумы, возникающие снаружи на расстоянии 2 м от ограждающих конструкций жилых и общественных зданий:								
а) располагаемых в населенных местах днем с 8 до 23 ч	75	65	58	53	50	47	45	43
ночью с 23 до 8 ч	63	57	49	44	40	37	35	33
б) располагаемых в санитарно-защитных зонах								
днем с 8 до 23 ч	79	70	63	58	55	52	50	40
ночью с 23 до 8 ч	71	61	54	49	45	42	40	38

* Строка отменена приказом Госстроя. Уровни принимать по нормам 203—56 МЗ СССР.

Примечание. В зависимости от характера шума и длительности его воздействия к табличным величинам вносятся поправки согл табл 17.4

вентиляторных установок, не должны превышать предельно допустимых октавных уровней, установленных санитарными нормами или рекомендуемых практикой эксплуатации этих помещений

В СССР на 1 января 1969 г. действуют следующие нормативы «Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий» № 245—63 Госстроя СССР, «Санитарные нормы допустимого шума в жилых зданиях» № 535—65 Минздрава СССР и «Временные нормы и правила по ограничению шума на про-

изводстве» № 205—56 Минздрава СССР, действительные только в части нормирования шума на рабочих местах. Согласно последним предельно допустимые уровни в октавных полосах для принятого в нормах СН 245—63 порядка частот составляют 98, 93, 88, 83, 78, 73, 68, 63 дБ. В табл. 17.2 приведены нормы СН 245—63 для производственных помещений. Для помещений общественного и коммунального назначения и зрелищных предприятий в СССР пока не установлено официальных норм, поэтому в табл. 17.3 приведены рекомендуемые октавные уровни звукового давления.

Таблица 17.3

Предельно допустимые уровни звукового давления шума, проникающего в помещения больниц, санаториев, детских учреждений и общественных зданий

Назначение помещений	Время в ч	Среднегеометрические частоты октавных полос в гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1 Палаты, кабинеты врачей больниц, санаториев и операционные больницы	С 7 до 23 » 23 » 7	55 51	44 39	35 31	29 24	25 20	22 17	20 14	18 13
2 Спальные детских учреждений и школ-интернатов	» 7 » 23 » 23 » 7	63 55	52 44	45 35	39 29	35 25	32 22	30 20	28 18
3 Территории больниц и санаториев	» 7 » 23 » 23 » 7	63 59	52 48	45 40	39 34	35 30	32 27	30 25	28 23
4 Читальные и конференц-залы, зрительные залы в театрах, клубах, кино	—	59	48	40	34	30	27	25	23
5 Классы и аудитории в школах и учебных заведениях	—	63	52	45	39	35	32	30	28
6 Кабинеты и рабочие помещения в административных зданиях	—	67	57	49	44	40	37	35	33
7 Операционные залы, почты, телеграфов и банкоматов, залы кафе, столовых, ресторанов, фойе театров и кинотеатров	—	71	61	54	47	45	42	40	38
8 Торговые залы магазинов и спортзалы	—	75	66	59	54	50	47	45	43
9 Пассажирские залы вокзалов и аэропортов	—	79	70	63	58	55	52	50	49
10 Узлы телефонной, радио- и радиотелефонной связи и диспетчерские пункты централизованного управления	—	75	66	59	54	50	47	45	43

Примечания: 1. Допускается превышение величин, указанных в таблице, но не более чем на 3 дБ в любой однооктавной полосе.

2. В зависимости от характера шума и суммарного времени его воздействия в пп. 1—3 таблицы, за исключением операционных в больницах, следует вносить поправки согласно табл. 17.4 а, причем время воздействия шума должно быть обосновано специальным расчетом или подтверждено технической документацией; в пп. 4—8 допускается вносить поправки только на шум городского транспорта; в п. 10 поправки не вносятся.

Таблица 17.4

Поправки к предельно допустимым уровням шума, указанным в табл. 17.2

Воздействующий фактор	Поправки в дБ
Шум импульсный и тональный	—5
Продолжительность шума только в дневное время в ч:	
4 и более	0
1,5	+5
0,75	+10
0,5	+15
0,25	+20
Шум городского транспорта на жилой улице:	0
» районной магистрали	+5
» автодороге	+10

Таблица 17.4а

Поправки к предельно допустимым уровням, указанным в табл. 17.3

Воздействующий фактор	Характер шума	
	тональный	импульсный
Непрерывно или прерывисто с суммарным временем воздействия в смену в ч:		
4 и более	0	—5
1,5	+5	0
0,75	+10	+5
0,5	+15	+10
0,25 и более	+20	+15

17.2. ИСТОЧНИКИ ШУМА И СПОСОБЫ БОРЬБЫ С НИМ

А. ИСТОЧНИКИ ШУМА В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ

В системах механической вентиляции основным источником шума является вентиляторная установка, кроме того, шум образуется при движении воздуха как в прямых участках каналов, так и в соединительных частях — поворотах, разветвлениях, изменениях сечений, а также в приточных и вытяжных насадках.

Вентиляционный агрегат генерирует шум механического и аэродинамического происхождения. В агрегатах с подшипниками качения при окружных скоростях концов лопаток более 15 м/сек обычно превалирует аэродинамический шум. Звуковая мощность аэродинамического шума вентилятора зависит от его типа, размеров, конструкции, числа оборотов и режима работы, т. е. положения на кривой подача—давление точки ее пересечения с аэродинамической характеристикой сети. При работе агрегата на режиме максимума коэффициента полезного действия звуковая мощность для большинства вентиляторов минимальна. У осевых вентиляторов минимум звуковой мощности, кроме того, зависит от угла установки лопаток. Оптимальный угол соответствует максимуму огибающей кривых наибольшего к.п.д. при разных углах установки лопаток.

Для центробежных вентиляторов звуковая мощность, излучаемая на стороне нагнетания, несколько больше, чем на стороне всасывания.

Спектр аэродинамического шума вентиляторов состоит почти из всех частот слухового диапазона. При этом чем больше число оборотов вентилятора, тем больше перемещается максимум интенсивности в спектре в сторону более высоких частот. Звуковая мощность механического шума вентиляторных агрегатов зависит от типа подшипников, числа оборотов и жесткости кожуха вентилятора. При жестком кожухе замена подшипников качения на подшипники скольжения уменьшает уровень шума, излучаемого в помещение, где расположен вентилятор, на 10—15 дБ. Шумообразование в элементах вентиляционной сети при практически применяемых скоростях движения воздуха создает уровни звуковой мощности значительно меньше уровня аэродинамического шума незаглушенного вентилятора.

Б. ШУМОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ И НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Общий уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентиляторов, если он не указан в паспорте завода-изготовителя¹, определяется по формуле

$$L_{0.в} = L_0 + 10 \lg Q + 25 \lg H + \Delta L_p \text{ дБ}, \quad (17.13)$$

где $L_{0.в}$ — общий уровень звуковой мощности в дБ относительно 10⁻¹³ кгм/сек или 10⁻¹² вт;

Q — секундная подача в м³/сек;

H — полное давление в кг/м²;

ΔL_p — поправка на отклонение режима работы от режима максимума к. п. д. в дБ;

L_0 — постоянная для данной серии подобных вентиляторов.

Значения L_0 и ΔL_p приведены в табл. 17.5.

¹ Согласно ГОСТ 11870—66 «Шумовые характеристики и методы их определения», технические паспорта машинных агрегатов должны содержать их шумовые характеристики.

Таблица 17.5

Значения L_0 и ΔL_p для вентиляторов

Сторона	Класс и серия вентиляторов									
	Осевые		Центробежные							
	МЦ-4		Ц9-55		ВР, ВРС		ВВД		Ц4-70 и Ц4-76	
	L_0	ΔL_p	L_0	ΔL_p	L_0	ΔL_p	L_0	ΔL_p	L_0	ΔL_p
Всасыва- ния	44	+2	44	0	40	0	40	+2	34	+5
Нагнета- ния	44	+2	48	+5	44	+5	48	+2	38	+5

Величины ΔL_p в табл. 17.5 указаны при изменении подачи на $\pm 40\%$ от подачи на режиме максимума к.п.д. Относительный спектр¹ звуковой мощности аэродинамического шума вентилятора, т. е. скидка с общего уровня звуковой мощности для получения октавных уровней мощности, может быть принят в зависимости от числа оборотов вентилятора по табл. 17.6.

Таблица 17.6

Относительный спектр звуковой мощности аэродинамического шума вентиляторов в дБ

Класс	Рабочее число об/мин	Среднегеометрические частоты октавных полос в гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Центро- бежные	180—350	6	9	13	17	21	26	30	36
	350—700	3	6	9	13	17	21	26	30
	700—1400	13	3	6	9	13	17	21	26
	1400—2800	20	13	3	6	9	13	17	21
Осевые 4-лопас- тные	960	7	6	5	5	5	10	16	23
	1400	10	7	5	5	5	7	10	16

Уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентиляторов может быть уменьшен подбором наименее шумного режима работы — до 5 дБ; выбором менее шумной серии — 5—10 дБ; уменьшением скоростей в воздуховодах на 6—7 дБ, децентрализацией систем общеобменной вентиляции с уменьшением протяженности сети до 10 дБ.

Общий уровень звуковой мощности механического шума вентилятора, излучаемого в помещение, где расположен вентиляторный агрегат, определяется по приближенной формуле

$$L_{м.в} = 35 + 23 \lg n + 43 \lg D \text{ дБ}, \quad (17.14)$$

где

$L_{м.в}$ — общий уровень звуковой мощности в дБ относительно 10⁻¹³ кгм/сек или 10⁻¹² вт;

n — рабочее число оборотов вентилятора в 1 мин;

D — диаметр колеса вентилятора в м.

Относительный спектр звуковой мощности механического шума вентилятора может быть принят по табл. 17.6. При установке в помещении нескольких агрегатов суммарный уровень звуковой мощности можно определять по формуле (17.1) и графику рис. 17.1.

¹ Относительным спектром называют разность общего и октавного уровней.

Для насосных агрегатов общий уровень звуковой мощности механического шума, излучаемого в помещение, можно определять по формуле

$$L_{м.н} = 18 + 10 \lg N + 20 \lg n \text{ дб}, \quad (17.15)$$

где $L_{м.н}$ — уровень звуковой мощности относительно 10^{-13} кгм/сек или 10^{-12} вт;
 N — номинальная мощность электродвигателя в кВт;
 n — рабочее число оборотов электродвигателя в 1 мин.

Относительный спектр звуковой мощности механического шума насосных агрегатов, т. е. скидка с общего уровня звуковой мощности в дб, может быть принят по табл. 17.7.

Таблица 17.7

Относительный спектр звуковой мощности механического шума насосов в дб

Рабочее число в об/мин	Среднегеометрические частоты октавных полос в гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1400	8	3	8	13	18	23	28	33
2900	18	8	13	8	13	18	23	28

Источником шума в помещении может быть транзитный воздуховод. Излучаемый им уровень звуковой мощности определяется так:

$$L_{м.тр} = L_{м.н} - 10 \lg (1 + \alpha \cdot 10^{0,1 \Delta L_{из}}) + \delta \text{ дб}, \quad (17.16)$$

где $L_{м.н}$ — уровень звуковой мощности в дб относительно 10^{-13} кгм/сек или 10^{-12} вт в сечении воздуховода на вводе в помещение считая по ходу звуковой волны;
 $\Delta L_{из}$ и α — звукоизолирующая способность стенок воздуховода в дб и коэффициент звукопоглощения его внутренних поверхностей;

где $\delta = 10 \lg (1 - 10^{-0,1 \Delta L_{пот}})$;

$\Delta L_{пот}$ — потери звуковой мощности по длине воздуховода при $\Delta L_{пот} \geq 10$ величиной δ можно пренебречь;
при $\Delta L_{пот} = 0$ излучаемая звуковая мощность равна нулю.

Потери звуковой мощности при ее прохождении через стенки воздуховодов можно оценить формулой

$$\Delta L_{прох} = 17 \cdot 10^{-0,1 \Delta L_{из}} \text{ дб на длине } D_r. \quad (17.17)$$

Для металлических неизолированных воздуховодов эти потери можно учитывать только для низких частот, принимая их на длине D_r равными:

при 63 гц $\Delta L_{прох} = 0,30$ дб;
при 125 гц $\Delta L_{прох} = 0,15$ дб;
при 250 гц $\Delta L_{прох} = 0,05$ дб.

Для кирпичных, бетонных и асбестоцементных каналов ими можно пренебречь. Потери поглощением (табл. 17.17).

Пример 17.1. Найти уровень звуковой мощности, излучаемой транзитным воздуховодом сечением 500×500 мм и длиной 5 м при звукоизолирующей способности стенок 10 дб и коэффициенте звукопоглощения 0,01, если уровень звуковой мощности в начальном сечении равен 96 дб, а потери по длине — 2 дб.

Решение. При $\Delta L_{пот} = 2$ дб по формуле (17.16) найдем $\delta = 10 \lg (1 - 10^{-0,1 \cdot 2}) = -4,3$ дб, $L_{м.тр} = 96 - 10 \lg (1 + 0,01 \cdot 10) = -4,3 = 91,3 \approx 91$ дб

Если транзитный воздуховод проходит через шумное помещение, то звуковая энергия, поступающая через его стенки внутрь воздуховода, создаст в его начальном и конечном сечениях уровни звуковой мощности, приблизительно равные:

$$L_{м.возд} = L_d + 10 \lg F - 10 \lg \left[\left(\alpha + 2 \frac{F}{pl} \right) \times 10^{0,1 \Delta L_{из}} \right] - 6 \text{ дб}, \quad (17.18)$$

где L_d — уровень звукового давления в шумном помещении в дб;

l , p и F — длина в м, периметр в м и площадь поперечного сечения воздуховода в m^2 .

Пример 17.2. Транзитный воздуховод, указанный в примере 17.1, проложен в шумном помещении с уровнем звукового давления 110 дб. С каким уровнем звуковой мощности в начальном и конечном сечениях будет распространяться шум по воздуховоду при выключении вентиляции?

Решение. Согласно формуле (17.18) при выключенной вентиляции

$$L_{м.возд} = 110 + 10 \lg 0,25 - 10 \lg \left[\left(0,01 + \frac{2 \cdot 0,25}{2,5} \right) 10 \right] - 6 = 100,2 \text{ дб}.$$

В. ПУТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ШУМА И СПОСОБЫ БОРЬБЫ С НИМ

Шумы, создаваемые вентиляторными установками, могут передаваться тремя путями: непосредственно по воздушной среде, через преграду, отделяющую шумную среду от менее шумной, и по материалу вибрирующих воздуховодов или строительных конструкций.

Поэтому борьба с шумом осуществляется различными способами: при передаче по воздуху — звукопоглощением, при передаче через преграду — звукоизоляцией, при распространении по материалу — виброизоляцией или вибропоглощением.

Эти способы требуют применения качественно разных материалов: легких и пористых, с открытыми порами — для звукопоглощения; тяжелых и плотных, с закрытыми порами — для звукоизоляции; упругих и вязких (с большим трением) — для виброизоляции или вибропоглощения.

Могут быть рекомендованы следующие мероприятия по борьбе с шумом вентиляторных установок. Если установка размещена в обслуживаемом ею помещении, то для уменьшения шума в этом помещении следует установить глушители аэродинамического шума на магистральных участках сети, заключить вентилятор в кожух (камеру), отделить патрубки вентилятора от присоединяемых воздуховодов гибкими вставками, жестко закрепив концы присоединяемых воздуховодов к строительным конструкциям.

При прослушивании шума в помещениях, не обслуживаемых вентиляторной установкой и далеко расположенных от нее, следует виброизолировать установку, смонтировав ее на амортизаторах. Если шум прослушивается в помещениях, смежных с расположением вентиляторной установки, но не обслуживаемых ею, следует в первую очередь виброизолировать установку, а если этого недостаточно, — облицевать помещение вентиляторной установки звукопоглощающими материалами или увеличить звукоизоляцию стены, разделяющей эти помещения. В тех случаях, когда шум в помещении создается транзитным воздуховодом, нужно звукоизолировать его. Если же шум технологического оборудования передается по вентиляционному каналу в другие помещения, следует на ответвлении к шумному помещению установить глушитель воздушного шума.

Г. ЗВУКОИЗОЛЯЦИЯ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Звукоизолирующие устройства применяются для воспрепятствования распространению звуковых волн по

воздушной среде. Такими устройствами являются ограждающие конструкции вентиляционных камер, кожухи, укрывающие вентиляторную установку, стенки каналов, отделяющие шумную среду внутри воздуховодов от окружающего воздуха. Звуки высоких частот изолируются преградой больше, чем низкочастотные звуки. Поэтому достаточность звукоизоляции от вентиляторных шумов следует проверять главным образом для низкочастотных составляющих в спектре шума — обычно для среднегеометрической частоты 125 гц. Ослабление шума преградой оценивают ее звукоизолирующей способностью $\Delta L_{из}$ в дб или коэффициентом звукопроводности. Обе величины связаны равенством

$$\Delta L_{из} = 10 \lg \frac{1}{\tau} \text{ дб} \text{ или } \tau = 10^{-0,1 \Delta L_{из}} \text{ дб}, \quad (17.19)$$

где τ — коэффициент звукопроводности

Величины звукоизолирующей способности для среднегеометрических частот октав следует принимать по экспериментальным данным. В табл. 17.8 приведены осредненные частотные характеристики звукоизолирующей способности некоторых конструкций. Для вентиляционных камер и кожухов среднюю звукоизолирующую способность приближенно можно определить при весе единицы поверхности до 200 кг/м² по формуле

$$\Delta L_{из\text{ ср}} = 13,5 \lg P + 13 \text{ дб}, \quad (17.20)$$

где P — вес единицы поверхности конструкции без учета веса ребер и других местных утолщений в кг/м²

Для получения частотной характеристики звукоизолирующей способности следует полученную величину уменьшить или увеличить согласно табл. 17.9.

Таблица 17.8

Частотные характеристики звукоизолирующих конструкций

Наименование	Конструкция	Толщина в мм	Общий вес в кг/м²	Среднегеометрические частоты октавных полос в гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Стены	Кирпичная кладка в 1/2 кирпича со штукатуркой	140	280	32	38	42	42	44	53	59	63
	То же, в 1 кирпич	260	470	36	41	44	46	50	55	60	65
	» в 1 1/2 кирпича	410	750	42	45	47	50	53	57	62	67
	» в 2 кирпича	530	950	45	46	49	55	58	64	70	76
	Железобетон	100	250	32	38	41	44	50	51	62	67
	Керамзитобетон	80	80	28	33	34	41	46	52	57	59
	Шлакобетон армированный	40	70	26	30	35	38	40	47	52	55
	Асбестоцемент	6	12	20	25	28	30	32	35	32	34
	Фанера	6	4	10	14	15	18	20	22	24	26
	Стальной лист	2	16	16	20	24	30	34	38	42	46
Перекрытия	Линолеум по полутвердой древесноволокнистой плите на ребристой железобетонной плите 30/100 ребрами вниз	100	300	30	30	40	45	58	61	65	68
	Упругие прокладки по ребрам	20									
	Ребристая железобетонная плита 30/100 ребрами вверх	100	280	30	32	37	47	58	63	66	68
	Доски вшпунт 40 мм, по лагам 50 мм	20									
	Упругие прокладки под лаги	20									
Перекрытия	Железобетонная прокатная плита 30/100 с гипсовой стяжкой	100	300	34	34	39	49	60	65	65	67
	Паркет на мастике	20									
	Пергамин на мастике по шлакобетонным плитам	50									
	Древесноволокнистая плита по шлаковой засыпке	55									
	Железобетонная плита	120									
Примечания 1 Практически одинаковые конструкции могут иметь разброс в звукоизолирующей способности до 5 дб				2 При выполнении звукоизолирующих стен из кирпичной кладки в рабочих чертежах указывать на необходимость тщательного заполнения швов раствором							

Таблица 17.9

Величины добавок и скидок к средней звукоизолирующей способности для получения ее частотной характеристики

Среднегеометрические частоты октавных полос в гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Скидка (—) или добавка (+)	—12	—8	—4	0	+5	+10	+15	+20

Если преграда состоит из двух элементов с разной звукопроводностью (например, стена с дверью), то ее

общая звукоизолирующая способность $\Delta L_{об}$ всегда будет меньше наибольшей звукоизолирующей способности составляющих элементов

$$\Delta L_{об} = \Delta L_1 - 10 \lg [S_1/S_0 + S_2/S_0 \cdot 10^{0,1(\Delta L_1 - \Delta L_2)}] \text{ дб}, \quad (17.21)$$

где $S_0 = S_1 + S_2$ — общая площадь преграды и площадей составляющих элементов в м², $\Delta L_1 > \Delta L_2$ — звукоизолирующие способности составляющих элементов в дб

Обычно принимают $\Delta L_1 - \Delta L_{об}$ не более 5 дб.

В табл. 17.10 приведены средние звукоизолирующие способности дверей некоторых конструкций

Таблица 17 10

Средние звукоизолирующие способности дверей некоторых конструкций

Конструкция двери	Толщина в мм	Вес в кг/м ²	Средняя зв. конзолирующая способность в дб
Одноразовая щитовая из клееных реек с облицовкой 4 мм фанерой	40	22	23
Одноразовая из трех слоев досок 20+30+20 мм с прокладками из 4 мм асбестокартона и облицовкой листовой сталью 1,5 мм по войлоку смоченному в глине	90	70	35
Двойная щитовая из клееных реек с облицовкой 4 мм фанерой с воздушной прослойкой 300 мм между полотнами	2×40	2×22	33

Следует отличать звукоизолирующую способность преград от создаваемой ею звукоизоляции. Последняя, как правило, меньше звукоизолирующей способности.

Звукоизоляцией, точнее эффективностью изоляции называют разность уровней звуковых давлений в помещениях, разделенных преградой, из которых одно шумное, а другое тихое, без источников шума. Звукоизоляция определяется равенством

$$L_{ш} - L_{т} = \Delta L_{из} - 10 \lg \frac{S}{A_T} \text{ дб}, \quad (17 22)$$

где $L_{ш} - L_{т}$ — разность уровней звуковых давлений в шумном и тихом помещении в дб,
 S — площадь преграды разделяющей эти помещения в м²,
 $A_T = \sum S_n \alpha_n$ — звукопоглощение в тихом помещении в м²,
 S_n и α_n — площади в м² ограждающих конструкций тихого помещения и реверберационные коэффициенты звукопоглощения их внутренних поверхностей

Величины реверберационных коэффициентов звукопоглощения приведены в табл. 17 11

Если вентиляционный агрегат заключен в звукоизолирующий кожух, то эффективность звукоизоляции кожуха $\Delta L_{эф}$ определяется разностью уровней звуковых давлений, создаваемых в помещении до и после устройства кожуха. Эта разность численно равна разности уровней звуковых мощностей, излучаемых источником шума без кожуха и стенками кожуха, и составляет

$$\begin{aligned} \Delta L_{эф} &= L_{б.к} - L_{с.к} = \\ &= 10 \lg (1 + \alpha \cdot 10^{0,1 \Delta L_{из}}) \text{ дб}, \end{aligned} \quad (17 23)$$

где $L_{б.к}, L_{с.к}$ — уровни звуковых давлений в помещении до и после устройства кожуха в дб,
 $\alpha = \Delta L_{из}$ — реверберационный коэффициент звукопоглощения кожуха и его звукоизолирующая способность в дб осредненные по площади для всех поверхностей кожуха

Пример 17.3 Определить эффективность звукоизоляции кожуха со звукоизолирующей способностью 20 дб и коэффициентом звукопоглощения внутренней облицовки 0,2 на частоте 250 Гц.

Решение Согласно формуле (17 23)

$$\Delta L_{эф} = 10 \lg (1 + 0,2 \cdot 10^2) = 13,25 \approx 13 \text{ дб}$$

Д ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ

Виброизолирующие устройства препятствуют распространению колебаний по материалу конструкций. Такими устройствами могут быть пружинные амортизаторы или упругие прокладки, отделяющие вибрирующее оборудование от несущих конструкций, гибкие вставки, соединяющие патрубки вентиляторов с трубопроводами, прокладки во фланцевых соединениях, а также манжеты на трубопроводах в местах их креплений или прохода через стены и перекрытия.

Виброизолирующая установка вентиляторных агрегатов уменьшает динамические нагрузки на несущие строительные конструкции и звуковые вибрации этих конструкций, обуславливающие возникновение шума.

Эффективность виброизоляции оценивают уменьшением уровня среднеквадратичных скоростей колебания несущих конструкций до и после установки амортизаторов, определяя ее по формуле

$$\Delta L_{эв} = 10 \lg \left(\frac{V_{ба}}{V_{са}} \right)^2 = 10 \lg \left(\frac{1}{\varphi} \right)^2 \text{ дб}, \quad (17 24)$$

где $V_{ба}$ и $V_{са}$ — среднеквадратичные скорости колебания несущих конструкций до $V_{ба}$ и после $V_{са}$ установки агрегата на амортизаторы,
 φ — коэффициент передачи динамических нагрузок на несущее основание

Виброизоляция должна обеспечивать уменьшение вибраций несущих конструкций не менее чем на $\Delta L_{эв} = 20 \text{ дб}$, чему соответствует коэффициент амортизации $1 - \varphi = 0,9$

Виброизоляция осуществляется установкой агрегата на жесткой металлической опорной раме или на массивной железобетонной плите, смонтированных на амортизаторах на несущей конструкции или подвешенной к ней.

При жестком несущем основании коэффициент передачи динамических нагрузок определяется по формуле

$$\varphi_{ж} = \frac{-1}{\left(\frac{f_{в}}{f_{з}} \right)^2 - 1}, \quad (17 25)$$

где $f_{в}$ — частота возмущающей силы равная секундному числу оборотов вентилятора
 $f_{з}$ — частота собственных вертикальных колебаний виброизолирующей установки

Для эффективной виброизоляции следует принимать $\frac{f_{в}}{f_{з}} > 3^*$

Упругость несущей конструкции изменяет коэффициенты передачи динамических нагрузок и эффективность виброизоляции. Приближенно можно считать, что

$$\Delta L_{эв} = \Delta L_{ж} + 10 \lg \left(\frac{A + \varphi_{ж}}{A + 1} \right)^2 \text{ дб}, \quad (17.26)$$

где $\Delta L_{ж}$ и $\varphi_{ж}$ — эффективность и коэффициенты передачи сил при жестком несущем основании,
 A — безразмерная характеристика несущей конструкции

* Отношение $\frac{f_{в}}{f_{з}}$ для некоторых типов вентиляторов может быть принято по серии ОВ-02 128 вып. 1 и 2 $f_{в}$ и $f_{з}$ могут быть выражены в Гц или об/мин

Реверберационные коэффициенты звукопоглощения

Наименование	Общая толщи- на в мм	Среднегеометрические частоты октавных полос в гц								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	среднее
А. Конструктивные элементы зданий										
Стены кирпичные неоштукатуренные	—	0,024	0,024	0,024	0,03	0,04	0,048	0,064	0,07	—
То же, оштукатуренные с клеевой покраской	—	0,013	0,013	0,015	0,018	0,025	0,037	0,048	0,05	—
То же, оштукатуренные с масляной покраской	—	0,009	0,009	0,011	0,013	0,016	0,017	0,018	0,018	—
Перегородки гипсовые пустотелые с клеевой покраской	—	0,013	0,013	0,015	0,018	0,026	0,038	0,045	0,05	—
Стены бетонные с затиркой, бетонные перекрытия и полы	—	0,01	0,01	0,012	0,014	0,018	0,022	0,028	0,035	—
Перегородки деревянные оштукатуренные	—	0,1	0,1	0,11	0,09	0,08	0,08	0,09	0,1	—
Деревянные панели по стенам	—	0,098	0,098	0,11	0,1	0,09	0,08	0,04	0,04	—
Окна	—	0,035	0,035	0,032	0,029	0,026	0,022	0,02	0,019	—
Полы дощатые	—	0,1	0,1	0,11	0,09	0,08	0,08	0,09	0,1	—
» паркетные по гудрону	—	0,04	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07	—
» из линолеума по бетону	—	0,02	0,02	0,03	0,03	0,035	0,04	0,04	0,04	—
Б. Звукопоглощающие облицовки из неспециализированных материалов										
Антипирированная хлопчатобумажная ткань весом 0,5 кг/м ² , сдрапированная на 1/2 площади и укрепленная на стене	10	0,05	0,07	0,31	0,49	0,81	0,66	0,54	0,4	—
Ковер с ворсом на полу	5	0,1	0,1	0,13	0,3	0,3	0,27	0,25	0,25	—
Фанерная обшивка 6 мм на расстоянии 50 мм от стены по брускам 50×50 мм через 700 мм	56	0,12	0,24	0,25	0,21	0,12	0,12	0,11	0,1	—
Два слоя древесноволокнистых плит, склеенных казеиновым клеем и укрепленных на брусках (50×50 мм через 600 мм) на расстоянии 50 мм от стены. Наружная плита γ=1000 кг/м ³ ; δ=4 мм, перфорация d=3,5 мм, шаг 25 мм; внутренняя плита γ=200 кг/м ³ , δ=16 мм, пазы 8×8 мм через 15 мм	70	0,15	0,25	0,63	0,68	0,83	0,7	0,4	0,2	—
Перфорированный винипласт δ=3 мм, перфорация d=4 мм, шаг 8 мм, подклеенный стеклотканью марки Т на бесшелочном клее и установленный на расстоянии 100 мм от стены с креплением на брусках 60×100 мм	100	0,2	0,4	0,65	0,68	0,6	0,55	0,48	0,45	—
Блоки из кирпичной крошки фракции 2—4 мм на связке из жидкого стекла γ=1400 кг/м ³	190	0,25	0,4	0,5	0,58	0,55	0,54	0,54	0,54	—
Древесноволокнистая перфорированная плита γ=1000 кг/м ³ , δ=4 мм, перфорация d=3,5 мм, шаг 15 мм с уложенными под ней на расстоянии 10 мм минераловатными плитами γ=100 кг/м ³ , δ=60 мм, укрепленными на стене	74	0,15	0,3	0,4	0,55	0,25	0,18	0,15	0,15	—
Стальная сетка с ячейками 1,4×1,4 мм из проволоки диаметром 0,65 мм с уложенными под нее стегаными через 250 мм матами 700×700×100 мм из минеральной ваты γ=190 кг/м ³ в мешках из грубого антипирированного холста	100	0,15	0,2	0,5	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7	—
Поропласт листовой полиуретановый среднепористый с огнезащитной добавкой γ=45 кг/м ³ , δ=50 мм, уложенный по стальной сетке на расстоянии 50 мм от стены	100	0,15	0,6	0,7	0,65	0,75	0,8	0,85	0,9	—
Перфорированная винипластовая пленка δ=0,4 мм, ширина 400 мм с укладкой под нее стеганых 400 мм матов 400×1200×50 мм из штапельного стекловолокна или капронового волокна γ=100 кг/м ³ в мешках из стеклоткани марки С, уложенных по стальной сетке на расстоянии 100 мм от стены	151	0,35	0,8	0,75	0,75	0,53	0,55	0,5	0,45	—
В. Отдельные объекты										
Жесткие и полужесткие стулья на единицу	—	0,02	0,02	0,02	0,02	0,0	0,04	0,03	0,03	0,03
Мягкие кресла на единицу	—	0,11	0,11	0,16	0,25	0,34	0,44	0,43	0,4	0,3
Люди (2 человека на 1 м ²)	—	0,7	0,72	0,89	0,93	0,97	0,99	1	1	0,95

Примечания: 1. Поглощение вентиляционными решетками оценивать коэффициентом 1.
2. Поглощение людьми и креслами учитывать только для зрительных и конференц-залов.

При $A > \pm 4$ несущую конструкцию можно считать достаточно жесткой или массивной и принимать $\Delta L_{э в} = \Delta L_{ж}$

В диапазоне от $A=0$ до $A = \frac{-2\varphi_{ж}}{1+\varphi_{ж}}$ виброизоляция создает нулевой или отрицательный эффект, т.е. усиливает колебания до резонансных при $A = -\varphi_{ж}$. Поэтому при использовании типовых амортизаторов для конкретных условий всегда следует проверять их эффективность.

Характеристику установки можно оценивать по формуле

$$A = \frac{P_0}{4P_y} \left(1 - f_0^2 / f^2 \right), \quad (17.27)$$

где P_0 и P_y — вес перекрытия и установки (агрегата и рамы) в кг;
 f_0 — частота собственного колебания ненагруженного перекрытия ближайшая к секундному числу оборотов

При совпадении собственной частоты ненагруженного перекрытия с секундным числом оборотов резонансные колебания не возбуждаются, так как вес установки изменяет собственную частоту колебаний перекрытия, но эффективность виброизоляции близка к нулю.

Пример 17.4 Виброизолирующее основание под центробежный электровентилятор с числом оборотов $n=930$ об/мин и весом установки 418 кг запроектировано с амортизаторами обеспечения коэффициентом передачи центробежной силы на жесткое несущее основание $\varphi_{ж} = -0,039$ и эффективность виброизоляции

$$\Delta L_{э в ж} = 10 \lg \left(\frac{-1}{0,039} \right)^2 = 28 \text{ дб}$$

Какова будет эффективность виброизоляции при установке агрегата на тех же амортизаторах на перекрытии весом 3200 кг с ближайшей частотой собственных колебаний 14 гц?

Решение По формуле (17.27) находим характеристику установки

$$A = \frac{1}{4} \frac{3200}{418} \left[1 - \left(\frac{14,60}{930} \right)^2 \right] = +0,363$$

По формуле (17.33) определяем эффективность при установке агрегата на упругом перекрытии

$$\Delta L_{э в у} = 28 + 10 \lg \left(\frac{0,363 - 0,039}{1 + 0,363} \right)^2 = 15,5 \text{ дб},$$

т.е. на 12,5 ниже запроектированной и меньше требуемых 20 дб.

Всасывающие и нагнетательные патрубки вентиляторов следует отделять от присоединяемых воздуховодов гибкими вставками, устанавливаемыми без натяжения. Крепления воздуховодов следует выполнять с виброизолирующими прокладками между хомутом крепления и стенками воздуховодов. При низких допустимых уровнях шумов в помещениях следует применять виброизолирующую подвеску с пружинными или резиновыми амортизаторами.

Е ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИЕ ОБЛИЦОВКИ И ГЛУШИТЕЛИ

Звуковое давление в помещении может быть уменьшено звукопоглощающей облицовкой.

Величина уменьшения или эффективность облицовки может быть определена по формуле

$$\Delta L_{э об} = L_1 - L_2 = 10 \lg \frac{A_2}{A_1} \text{ дб}, \quad (17.28)$$

где L_1 , L_2 — уровни звукового давления создаваемого источни-

ком шума в помещении до и после его облицовки в дб

A_1 и A_2 — поглощение звука помещением до и после облицовки в м

При частичной облицовке в величину A_2 следует включать и необлицованные поверхности определяя поглощение по формуле

$$A = F_c \alpha_c + F_0 \alpha_0 + F_{пл} \alpha_{пл} + F_{пт} \alpha_{пт} + F_p \text{ м}^2,$$

где $F_c \alpha_c$, $F_0 \alpha_0$, $F_{пл} \alpha_{пл}$, $F_{пт} \alpha_{пт}$ — произведение площади стен, окон, пола, потолка на их реверберационные коэффициенты звукопоглощения в м²
 F_p — площади вентиляционных решеток в м²

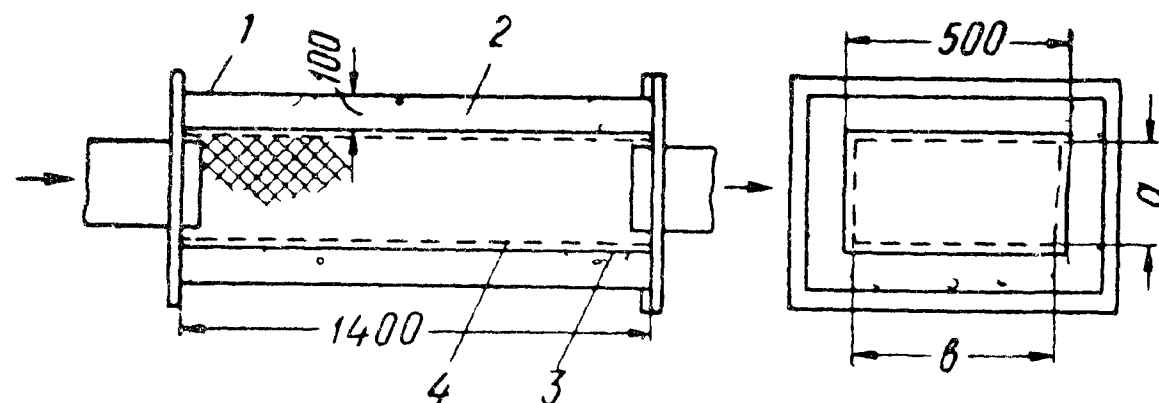


Рис. 17.4 Схема трубчатого глушителя

1 — кожух 2 — наполнитель 3 — ткань 4 — сетка

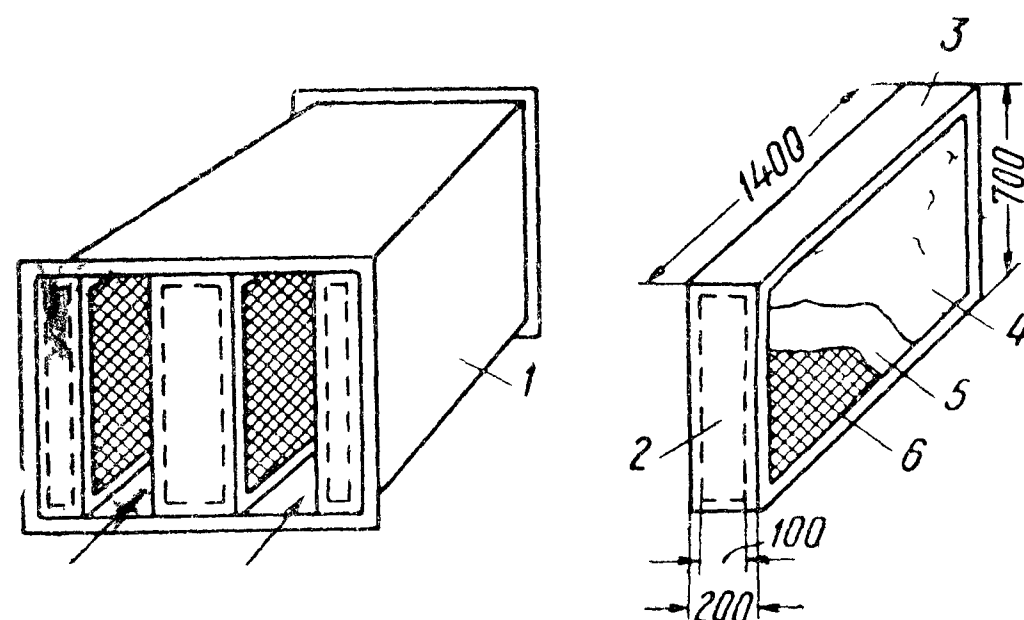


Рис. 17.5 Схема пластинчатого глушителя

1 — кожух 2 — съемная крышка 3 — каркас 4 — наполнитель 5 — ткань 6 — сетка

В табл. 17.11 приведены реверберационные коэффициенты звукопоглощения ограждающих поверхностей помещений и звукопоглощающих облицовок различных конструкций из неспециализированных материалов, а также звукопоглощение отдельными объектами.

Глушители аэродинамического шума применяются для уменьшения уровня звуковой мощности вентиляционного шума, излучаемого через вентиляционные решетки. В вентиляционных системах применяют глушители четырех типов: трубчатые, пластинчатые, цилиндрические и камерные. Трубчатые глушители (рис. 17.4) представляют собой секции воздуховодов, облицованные по внутреннему периметру звукопоглощающими материалами. Живое сечение глушителей обычно принимают равным сечению подводящего канала. Пластинчатые глушители (рис. 17.5) выполняют в виде отдельных пластин, равномерно размещенных в поперечном сечении секции глушителя параллельно направлению движения воздуха и заполняющих сечение на 40—60%. Размеры секций выбирают такими, чтобы скорость движения воз-

духа между пластинами была не больше 1,5-кратной скорости в подводящем канале и не превосходила 15 м/сек.

Цилиндрические глушители (рис. 17.6) представляют собой полые сетчатые цилиндры диаметром 200 мм, заполненные звукопоглотителем и подвешенные в вертикальных каналах параллельно их продольной оси с равномерным шахматным размещением в поперечном сечении.

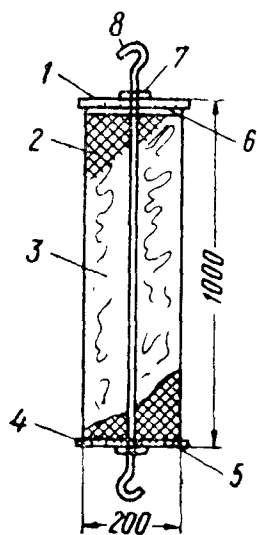


Рис. 17.6. Схема цилиндрического глушителя

1 — съемная крышка; 2 — сетка $1,4 \times 1,4 \times 0,7$ м; 3 — звукопоглощающая набивка; 4 — дно, Ст. 3, $\delta = 1,5$ мм; 5 — электрозащелки диаметром 6 мм; 6 — распорное кольцо, закрепленное на стержне; 7 — приварная накладка на отверстие для крючка; 8 — стержень, Ст. 3, $\varnothing 12$ мм

Камерные глушители (рис. 17.7) проектируют в виде нескольких (от 1 до 3) последовательно соединенных камер квадратного или прямоугольного поперечного сечения с диагонально расположенными входными и выходными отверстиями в каждой камере, причем каждая

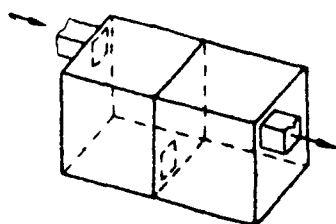


Рис. 17.7. Схема двухкамерного глушителя

площадь входного и выходного отверстия должна составлять не более 25% площади поперечного сечения камеры. Наименьшая длина камеры составляет 75% условной величины, равной квадратному корню из величины поперечного сечения. Выбор типа глушителя зависит от местных условий. Рекомендуется применять: трубчатые глушители для каналов сечением не более $0,5 \text{ м}^2$, пластинчатые — для каналов сечением от $0,5$ до 4 м^2 , цилиндрические — при больших сечениях и преимущественно для вертикальных каналов. Камерные глушители применяют в системах с малым расходом воздуха и не полностью используемым давлением, создаваемым вентилятором.

При проектировании и изготовлении глушителей должны быть соблюдены следующие условия:

глушители следует проектировать с длиной секции не более 1,5 м;

стенки глушителей должны иметь на первых секциях достаточную звукоизоляцию, а при установке глушителей в неотапливаемых помещениях они должны

быть теплоизолированы во избежание конденсации влаги и увлажнения звукопоглотителя;

защитные оболочки для звукопоглотителя должны иметь ровную поверхность, без вмятин и вспучивания. Глушители должны заполняться отвешенной порцией звукопоглотителя и с равномерной плотностью, гарантирующей от оседания при транспортировке и монтаже;

металлические части глушителя должны иметь защитные покрытия, предохраняющие их от коррозии. В качестве защитных оболочек могут применяться жесткие тканые металлические сетки (с ячейками $1,4 \times 1,4$ мм из проволоки диаметром 0,7 мм), тонкие металлические или пластмассовые листы с процентом перфорации не менее 30 и диаметром отверстий не более 3 мм, а также комбинированные оболочки из сетки или листов с прокладкой между ними и звукопоглотителем слоя ткани неплотного переплетения: марли или покровной сорочки, пропитанной огнезащитным составом, а также тонкой ткани из стекловолокна или капрона.

Применение перфорированных листов для сыпучих поглотителей не допускается.

В качестве поглощающих материалов следует применять материалы, характеризующиеся коэффициентом звукопоглощения при нормальном падении звука¹ на образцах не менее 0,15 на частоте 125 гц и не менее 0,4 на частотах более 250 гц при рекомендуемой рабочей толщине слоя не более 100 мм. Звукопоглощающие материалы должны быть биостойкими, не разрушаться и не изменять своего объема и структуры под воздействием температуры и влажности воздушной среды в глушителях.

Кроме того, они не должны содержать химических вредных компонентов и пылевых примесей. В табл. 17.12 приведены рекомендуемые толщины и плотности набивки неспециализированных материалов, которые могут

Таблица 17.12
Рекомендуемые толщины и плотности набивки неспециализированных материалов

Группа заполнителей	Материал	Рабочая толщина слоя в мм	Объемный вес в кг м ³	Примечание
Волокнистые	Ультратонкое стекловолокно	100	30	Со слоем ткани
	Хлопковая вата	100	50	Антипиренованная На притоке только со слоем стеклоткани Только для вытяжки
	Льняное волокно	100	100	
	Капроновое волокно (отходы)	100	120	
	Тонкое стекловолокно (5—12 мк)	100	150	
	Минеральная вата	100	180	
Сыпучие	Пемзовая крошка 2—4 мм	100	400	—
	Мелкий керамзит 2—5 мм	100	600	
	Кирпичная крошка 2—4 мм	100	1150	
Монолитные	Керамические блоки (кирпичная крошка на цементной связке)	90	1400	—

¹ Коэффициент звукопоглощения при нормальном падении звука обычно используется для оценки звукопоглощающих свойств материалов. Для расчета глушителей принимают коэффициенты при скользящем падении звука.

Таблица 17.13

Средние величины заглушения шума в дБ на 1 м длины глушителя

Тип глушителя	Группа заполнителей	Среднегеометрические частоты октавных полос в гц при толщине рабочего слоя 100 мм							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Трубчатые при $D_r = 1$ м	Волокнистые сыпучие	1,5 1,5	2,5 2,5	4,5 4	6,5 5	7 5,5	6,5 5	6 5	5 5
Пластинчатые $\frac{F_{ж}}{F_r} = 50\%$	Волокнистые сыпучие	3 2,5	4,5 3,5	8 6,5	10 8	11 8,5	11 8	9,5 8	8 7,5
	Керамические блоки	2	3	4	7	6	4,5	4	3,5
Цилиндрические $\frac{F_{ж}}{F_r} = 50\%$	Волокнистые сыпучие	1,5 1	2,5 2	6,5 4,5	13 7	16 16	18 17	14 13	10 9

Примечания: 1. При других $D_r = \frac{2ab}{a+b}$ — табличные величины делить на $\sqrt{D_r}$, где a и b — размеры сторон прямоугольного сечения канала.

2. При других $\frac{F_{ж}}{F_r}$ табличные величины умножать на $\sqrt{\frac{F_r}{F_{ж}} - 1}$.

быть использованы в качестве звукопоглощающих, а в табл. 17.13 указаны средние величины заглушения в глушителях для октавных полос шума.

Заглушение $\Delta L_{\text{кам}}$ в камерных глушителях из нескольких камер составляет:

$$\Delta L_{\text{кам}} = n 10 \lg \left(1 + \frac{\sum S \alpha}{F} \right) \text{ дБ}, \quad (17.29)$$

где

 F — площадь выходного отверстия в м^2 ; S — площади ограждающих конструкций камер в м^2 ; α — соответствующие им реверберационные коэффициенты звукопоглощения (см. табл. 17.11); n — число последовательно установленных камер.

Эффективными глушителями шума являются облицованные отводы и колена. Величины заглушения в них при облицовке волокнистыми материалами с толщиной слоя 100 мм приведены в табл. 17.14.

Таблица 17.14

Величины заглушения на один облицованный отвод или одно колено в дБ

Живое сечение в м^2	Среднегеометрические частоты октавных полос в гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
0,01	0	0	1	1,5	2	6	13	14
0,05	0	1	1,5	2,5	8	14	14	14
0,1	0,5	1	1,5	4	12	14	14	14
0,25	1	1,5	3	9	12,5	14	14	14
0,5	1	1,5	5	13	14	14	14	14
1	1,5	2,5	9	14	14	14	14	14
2	1,5	5	13	14	14	14	14	14

Для сечений, не указанных в табл. 17.14, заглушение определять по линейной интерполяции табличных величин.

Гидравлическое сопротивление глушителей принимать

$$H = \left(\xi + \lambda \frac{l}{D_r} \right) \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ кг/м}^2, \quad (17.30)$$

где

 v — скорость в живом сечении глушителя в м/сек ; ξ — суммарный коэффициент местного сопротивления для глушителя; λ — коэффициент трения; D_r и l — гидравлический диаметр и длина в м.Величины ξ и λ приведены в табл. 17.15.

Таблица 17.15

Величины коэффициентов для гидравлического расчета глушителей

Наименование	Гидравлический диаметр D_r в м					
	0,1	0,2	0,4	0,6	1	1,5 и более
Коэффициент трения λ	0,06	0,05	0,04	0,03	0,03	0,025
Отношение $\frac{F_{ж}}{F_r}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Суммарный коэффициент местного сопротивления ξ	0,85	0,65	0,5	0,35	0,25	0,15

Примечание. Для трубчатых глушителей $\xi = 0$.

Пример 17.5. Определить требуемую длину трубчатого глушителя, устанавливаемого на участке сети, имеющем размеры $0,5 \times 0,5$ м, если требуемое заглушение ΔL составляет

Частоты	63	125	250	500	1000	2000	4000 и более
Заглушение в дБ	0	0	14,6	14,1	6,2	0,6	0

Решение. Принимая глушитель с волокнистым наполнителем, находим по табл. 17.13 почастотные заглушения на 1 м длины и требуемые почастотные длины глушителя:

$$250 \text{ гц } \Delta L = \frac{4,5}{\sqrt{0,5}} = 6,35 \text{ дБ/м}; \quad l = \frac{14,6}{6,35} = 2,3 \text{ м};$$

$$500 \text{ гц } \Delta L = \frac{6,5}{\sqrt{0,5}} = 9,2 \text{ дБ/м}; \quad l = \frac{14,1}{9,2} = 1,53 \text{ м},$$

$$1000 \text{ гц } \Delta L = \frac{7}{\sqrt{0,5}} = 10 \text{ дБ/м}; \quad l = \frac{6,2}{10} = 0,62 \text{ м}.$$

Принимаем к установке глушитель длиной 2,5 м.

Пример 17.6. Какое заглушение шума на частоте 125 гц может обеспечить камерный глушитель размером 1×2×3 м площадью входа и выхода по 0,5 м², если его потолок и стенки облицованы материалом с коэффициентом звукопоглощения 0,2.

Решение. По формуле (17.29) находим при $n=1$

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{(1 \cdot 2 \cdot 2 + 2 \cdot 3 \cdot 2 + 1 \cdot 3 \cdot 2) \cdot 0,2}{0,5} \right] \approx 10 \text{ дБ}.$$

Ж. АКУСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ

Акустический расчет вентиляционных сетей производят для выявления необходимости в установке глушителей аэродинамического шума, создаваемого вентиляторами и проникающего через вентиляционные решетки в помещения или в атмосферу. Расчет заключается в определении октавных уровней звуковой мощности аэродинамического шума вентилятора, допустимых октавных уровней мощности этого шума на выходе из вентиляционных решеток, потерь звуковой мощности по трассе сети до расчетной решетки или группы решеток n и необходимого почастотного заглушения шума.

Допустимые октавные уровни звуковой мощности $L_{м.д}$ на выходе из вентиляционных решеток определяют по формулам:

при излучении шума в атмосферу решетками, расположенными вблизи зданий с нормируемым около них уровнем звукового давления,

$$L_{м.д} = L_{доп} + 20 \lg r_0 + 8 - 10 \lg \left[1 + \left(\frac{r_0}{r_1} \right)^2 + \left(\frac{r_0}{r_2} \right)^2 + \dots \right] \text{ дБ}, \quad (17.31)$$

$L_{доп}$ — допустимый по нормам или рекомендациям октавный уровень звукового давления в дБ;

r_0 — кратчайшее расстояние от всасывающей или выхлопной решетки до точки, расположенной в 2 м от стены ближайшего здания, в м;

r_1, r_2 — расстояния от той же точки до других решеток, одновременно излучающих шум, в м;

при излучении в помещение

$$L_{м.д} = L_{доп} - 10 \lg \frac{AF_p}{\Sigma F} - 10 - \Delta \text{ дБ}, \quad (17.32)$$

где $F_p, \Sigma F$ — площади одной или группы расчетных решеток F_p , установленных на расчетном участке канала и всех приточных и вытяжных решеток ΣF , включая расчетные, размещенные в данном помещении и одновременно излучающие шум, в м²;

Δ — поправка на расстояние от решетки до рабочего места в дБ;

A — звукопоглощение [см. формулу (17.12) и текст к формуле (17.28)] в м².

В частном случае при $\Sigma F = nF_p$ член $10 \lg \frac{AF_p}{\Sigma F} = 10 \lg \frac{A}{n}$.

Для решеток, размещенных вне рабочей зоны, принимать $\Delta = 0$, для расположенных в рабочей зоне $\Delta = 3$ дБ.

Таблица 17.16

Предельно допустимые скорости
в живом сечении решеток в м/сек

Индекс допустимого спектра шума в октавных полосах частот по табл. 17.2 и 17.3	$\frac{Q_n + Q_v}{A}$					
	0,005	0,01	0,02	0,03	0,05	0,1
25	3,6	3,2	2,8	2,5	2,3	2
30	4,6	4	3,5	3,2	2,9	2,2
35	5,8	5	4,4	4	3,6	3,2
40	7,3	6,3	5,5	5	4,6	4
45	9,2	8	6,9	6,3	5,8	5

Для разветвленных систем вентиляций, обслуживающих одно большое помещение, можно принимать $A = 0,12 S$ м², где S — площадь цеха, обслуживаемая расчетным участком, в м².

За расчетный участок принимать участок с наименьшими потерями звуковой мощности по трассе сети.

Для уменьшения шумообразования в решетках предельно допустимые скорости в их живом сечении принимать не более указанных в табл. 17.16 в зависимости

от отношения $\frac{Q_n + Q_v}{A}$, где $Q_n + Q_v$ — общее секунд-

ное количество воздуха, подаваемого и удаляемого механической вентиляцией из помещения.

Предельно допустимые скорости в вентиляционных каналах при централизованном шумоглушении принимать при индексе допустимого спектра шума¹:

до № 35 включительно — в магистралях 8 м/сек, в ответвлениях 3 м/сек;

свыше № 35 — в магистралях 12 м/сек в ответвлениях 4 м/сек.

При распространении звуковых волн по воздуховодам звуковая мощность аэродинамического шума вентилятора уменьшается за счет потерь в прямых участках, фасонных частях и вентиляционных решетках. В прямых участках звуковая энергия частично поглощается стенками воздуховода и частично передается через них в окружающую среду.

Потери за счет поглощения звука на длине, равной одному гидравлическому диаметру канала (D_g), приведены в табл. 17.17.

Таблица 17.17

Потери звуковой мощности $\Delta L_{пот}$ в результате поглощения на длине D_g в дБ

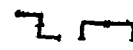
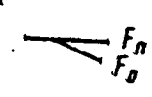
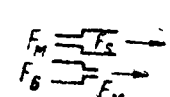
Материал стенок каналов	Среднегеометрические частоты октав в гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кирпич, бетон	0,04	0,09	0,11	0,15	0,18	0,22	0,27	0,32
асбестоцемент	0,04	0,09	0,11	0,15	0,18	0,22	0,27	0,32
Сталь	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05

Потери за счет прохождения звука через стенки кирпичных, бетонных и асбестоцементных воздуховодов при расчете глушителей можно не учитывать. Для металлических неизолированных воздуховодов потери учитывать согласно тексту к формуле (17.19).

¹ Индексом допустимого спектра шума называют предельно допустимый уровень звукового давления для частоты 1000 гц. См. табл. 17.2 и 17.3.

Таблица 17.18

Величины потерь звуковой мощности в фасонных частях воздуховодов в дБ

Фасонные части	Площадь сечения канала в м ²	Среднегеометрические частоты октавных полос в гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Прямые колена одиночные 	0,05	0	0	0,4	2	4,9	3,7	3	3
	0,1	0	0,3	0,5	3,6	4,2	3,1	3	3
	0,25	0	0,4	0,5	4,7	3,6	3	3	3
	0,5	0,3	1,1	4	4	3	3	3	3
	1	0,4	2,5	4,7	3,6	3	3	3	3
То же, друг за другом 	0,05	0	0	0,8	3,4	6,9	6,2	5	5
	0,1	0	0,6	1,5	5,5	6,5	5,4	5	5
	0,25	0,2	0,9	4,1	6,7	6,1	5	5	5
	0,5	0,6	2,1	6	6,5	5	5	5	5
	1	0,9	4,2	6,7	6,1	5	5	5	5
Тройники на проход (F_{Π}) к табличным числам прибавлять $10 \lg (1 + F_0/F_{\Pi})$ 	0,05	2	1	0,2	0	0	0	0	0
	0,1	1,6	0,4	0	0	0	0	0	0
	0,25	0,8	0	0	0	0	0	0	0
	0,5	0,4	0	0	0	0	0	0	0
	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Тройники на ответвление (F_0) к табличным числам прибавлять $10 \lg (1 + F_{\Pi}/F_0)$	0,05	2	1	0,2	0,3	1,2	3,3	5,9	6
	0,1	1,6	0,4	0,1	0,6	2,3	4,6	6	6
	0,25	0,8	0,1	0,4	1,6	3,8	5,9	6	6
	0,5	0,4	0,1	0,8	2,5	5	6	6	6
	1	0	0,4	1,6	3,3	5,9	6	6	6
Вентиляционные решетки 	0,05	14	10	7,2	6	5,9	4,7	4	4
	0,1	11,5	8,6	6	6	5,2	4,3	4	4
	0,25	9,5	6,7	6	5,7	4,6	4	4	4
	0,5	8,2	6	6	5	4	4	4	4
	1	6,7	6	5,7	4,6	4	4	4	4
Плавные и внезапные изменения сечений при: $F/f=2$ $F/f=4$ $F/f=6$ $F/f=9$ 	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	—	1	1	1	1	1	1	1	1
	—	2	2	2	2	2	2	2	2
	—	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8
	—	—	—	—	—	—	—	—	—

В фасонных частях и вентиляционных решетках звуковая энергия частично отражается обратно к источнику при поворотах, изменениях сечений, разветвлениях и на выходе из решеток. В разветвлениях, кроме того, прошедшая звуковая мощность перераспределяется пропорционально площадям ответвлений. Потери звуковой мощности в фасонных частях в зависимости от площади поперечного сечения канала для среднегеометрических частот октавных полос приведены в табл. 17.18.

Необходимое почастотное заглушение шума определяется из равенства

$$\Delta L_{\text{гл}} = L_{\text{м.в}} - L_{\text{м.д}} - \Delta L_{\text{с}} \text{ дБ}, \quad (17.33)$$

где

$L_{\text{м.в}}$ и $L_{\text{м.д}}$ — октавные уровни звуковой мощности аэродинамического шума вентилятора и допустимого уровня звуковой мощности у решетки в дБ;
 $\Delta L_{\text{с}}$ — суммарные потери звуковой мощности в сети в дБ.

Приблизительно требуемое заглушение и длину глушителя можно рассчитывать по среднегеометрической частоте, равной 125 гц.

Пример 17.7. Определить необходимое заглушение аэродинамического шума вентилятора, проникающего в помещение через вентиляционную решетку. Кубатура помещения 90 м³. В помещении установлено по одной приточной и вытяжной решетке с площадью живого сечения $F_p = 0,025$ м². Индекс допустимого спектра шума № 35.

В сети, изображенной на рис. 17.8, установлен центробежный вентилятор серии Ц4-70 № 6 с подачей 9000 м³/ч при полном давлении 40 мм вод. ст. и с числом оборотов 930 об/мин. Сечение выхода 0,176. Каналы асбестоцементные.

Решение. Общий уровень $L_{\text{о.в}}$ звуковой мощности вентилятора по формуле (17.13) и табл. 17.5

$$L_{\text{о.в}} = 38 + 10 \lg \frac{9000}{3600} + 25 \lg 40 + 5 = 87 \text{ дБ}.$$

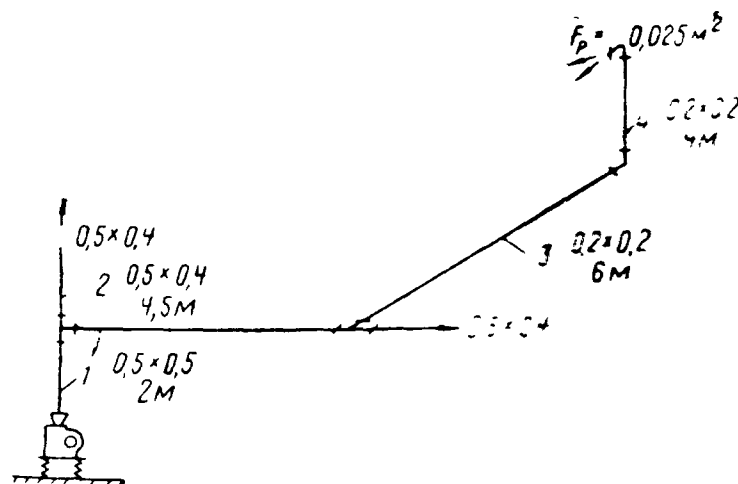


Рис. 17.8. Схема сети к примеру расчета 7

1—4 — номера участков

Таблица 17.19

Результаты акустического расчета сети (пример 17.7)
с определением потерь звуковой мощности и требуемого заглушения в $\partial\delta$

№ участ-ка	Наименование	Среднегеометрические частоты октавных полос в $\partial\delta$							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	Поглощение	0,16	0,36	0,44	0,64	0,72	0,88	1,08	1,28
2	Тройник — ответвление	3,6	3,4	3,1	3,6	5,3	7,6	9	9
	Прямой участок — поглощение	0,4	0,9	1,1	1,5	1,8	2,2	2,7	3,2
3	Тройник — ответвление	9,8	8,8	8	8,1	9	11,1	13,7	13,8
	Прямой участок — поглощение	1,2	2,7	3,3	4,5	5,4	6,6	8,1	9,6
4	Колено прямое	0	0	0,1	2	4,9	3,7	3	3
	Вентиляционная решетка с коленом	14	10	7,2	6	5,9	4,7	4	4
	Прямой участок — поглощение	0,8	1,8	2,2	3	3,6	4,4	5,4	6,4
5	Общая потеря звуковой мощности на прямых участках и в элементах сети ΔL_c	30	28	25,8	29,3	36,6	41,2	47	50,3
6	Допустимый спектр звуковой мощности у решетки $L_{м.д}^{окт}$	56,8	55,8	40,6	34,6	31,2	28,2	26,8	24,8
7	$L_{м.д}^{окт} + \Delta L_c$	86,8	83,8	66,4	63,9	67,8	69,4	73,8	75,1
8	Спектр звуковой мощности вентилятора	74	84	81	78	74	70	66	61
9	Требуемое заглушение в $\partial\delta$	—	—	14,6	14,1	6,2	0,6	—	—

По табл. 17.6 при $n=930$ об/мин находим ее спектр.

Допустимые октавные уровни звуковой мощности вентилятора у приточной решетки определяем по формулам (17.32) и (17.12) и табл. 17.3:

$$L_{м.д} = L_{окт} + 10 \lg \frac{0,025}{0,050} A - 10 = L_{окт} - 13 + 10 \lg 120 \alpha,$$

где $L_{окт}$ — допустимый октавный уровень по табл. 17.3.

$$A = 6\alpha \sqrt[3]{90^3} = 120 \alpha; F_p = 0,025; \Sigma F = 0,05.$$

Определяем по табл. 17.17 и 17.18 и схеме рис. 17.8 почасотные потери звуковой мощности в каждом участке. Расчеты сводим в табл. 17.19.

По разности уровней звуковой мощности вентиляторного шума и суммы допустимого спектра звуковой мощности у решетки и потерь в сети находим требуемое заглушение.

Аналогично рассчитывается глушитель для вытяжной системы.

ГЛАВА 18

ГИДРООБЕСПЫЛИВАНИЕ

18.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ГИДРООБЕСПЫЛИВАНИЯ

Гидрообеспыливание — это процесс смачивания поверхности пылящих материалов водой, разбрызгиваемой гидравлическими или пневмогидравлическими форсунками. Для разбрызгивания воды применять душевые воронки, дырчатые трубы и щелевидные насадки не рекомендуется, так как они неравномерно увлажняют материал.

Гидравлические форсунки следует применять: при преобладании крупных фракций в пыли, поднимающейся над обрабатываемым материалом, при хорошей смачиваемости пыли и положительной температуре воздуха и материала в помещении. Характеристика гидравлической форсунки Иргиредмета приведена в табл. 18.1, пример конструкции — на рис. 18.1.

Пневмогидравлические форсунки применяются при плохо смачиваемой мелкой пыли. При одинаковом эффекте обеспыливания они расходуют меньше воды, но более энергоемки. В основном применяются пневмогидравлические форсунки Иргиредмета (рис. 18.2), распыливающие 1,5—4 л/мин воды при расходе сжатого воздуха 0,1—0,2 м³/мин. Давление сжатого воздуха 3—5, а воды 2—4 кг/см².

Для гидрообеспыливания могут употребляться также и гидравлические форсунки, которые обычно применяются в камерах орошения кондиционеров (п. 7.4), и пневмогидравлические, которые используются для систем местного доувлажнения (п. 7.7).

Таблица 18.1

Характеристика гидравлической форсунки Иргиредмета для гидрообеспыливания материалов

Наименование	Характеристика
Форма факела	Сплошной конус
Диаметр выходного отверстия форсунки в мм	3,5
Угол раствора факела в град	90
Дальность форсунки в м	3
Производительность форсунки при давлении воды 5 кг/см²	270*

* При других давлениях см. рис. 18.1.

Увлажнение материалов при гидрообеспыливании не должно быть выше допускаемого технологией производства.

При отсутствии технологических данных гидрообеспыливание можно рассчитать, ориентируясь на увеличение влажности:

до 6% — для материалов, содержащих известняк и другие породы;

до 8% — для материалов, содержащих чистый кварцит, хромит и другие твердые материалы. В этом случае расход воды должен быть уточнен в процессе эксплуатации.

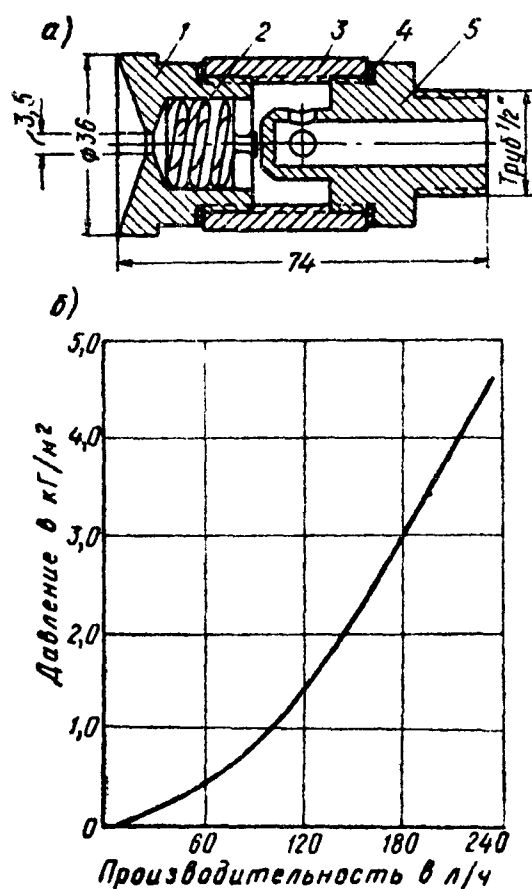


Рис. 18.1. Форсунка вихревого типа Ø3,5 мм конструкции Иргиред-мета

а — форсунка; б — график производительности; 1 — головка; 2 — спираль; 3 — корпус; 4 — прокладка; 5 — фасонный штуцер

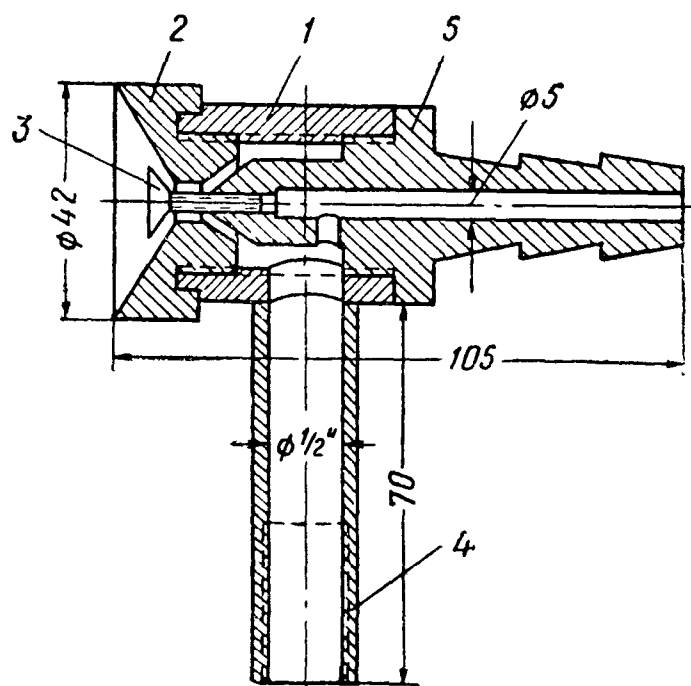


Рис. 18.2. Пневмогидравлический распылитель Иргиредмета Ø5 мм

1 — корпус распылителя; 2 — головка; 3 — регулировочный конус; 4 — патрубок для подачи сжатого воздуха; 5 — фасонный штуцер

Для гидрообеспыливания желательно применять воду питьевого качества по ГОСТ 2874—54. Допускается применять воду, содержащую не более 10 мг/л вредных примесей с механическими взвесями при крупности частиц не более 75 мк, в том числе и оборотную воду, прошедшую очистку от механических примесей. В местах ответвления магистралей, служащих для подачи воды к звену форсунок, рекомендуется устанавливать сетчатые фильтры.

18.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ И РАСЧЕТ СИСТЕМ ГИДРООБЕСПЫЛИВАНИЯ

Форсунки гидрообеспыливания следует устанавливать внутри укрытий, выполненных из влагостойкого материала, в местах с наибольшим пылевыделением, защищенных от возможных повреждений. Укрытия должны иметь люки для осмотра и замены форсунок, а также смотровые окна с защитными стеклами; внутренние полости укрытий рекомендуется освещать. Регулировочные вентили следует размещать в безопасных и удобных для обслуживания местах.

Рассчитывая расход воды на увлажнение, следует ориентироваться на минимальную из возможных начальных влажностей материала, которая обычно соответствует тепловому периоду года; при этом надо учитывать подсыхание материала во время прохождения его по технологической цепи, увеличивая расход воды на 25—30%.

Способность материала поглощать воду зависит от степени его пористости и трещиноватости. Коэффициент пористости — это отношение объема пор ко всему объему породы (материала).

Расчет расхода воды надлежит выполнять с учетом всего технологического цикла. Воду рекомендуется подавать непосредственно после каждой стадии дробления для смачивания вновь образующихся поверхностей. Ширина факела воды, выходящей из форсунок, не должна превышать ширины слоя материала на ленте.

Система гидрообеспыливания должна быть отрегулирована так, чтобы не переувлажнять материал в одних местах при недостаточном увлажнении в других.

Интенсивность пылеобразования в дробильно-транспортных цехах зависит от свойств обрабатываемого материала и способа его дробления.

Поверхность материала (S_H), поступившего в цех, может быть ориентировочно определена по формуле

$$S_H = \frac{6P_M}{d_{cp} \gamma_M} \text{ м}^2/\text{ч}, \quad (18.1)$$

где

P_M — количество материала, поступившего на обработку, в т/ч;

d_{cp} — средневзвешенная величина крупности кусков исходного материала в мм;

γ_M — удельный вес материала в т/м³

Средний диаметр куска крупного материала определяется специальными измерениями, а крупность мелкого материала — ситовым анализом.

Диаметры куска или крупинки одной фракции усредняются по формуле

$$d_i = \frac{d_1 + d_2}{2} \text{ мм}, \quad (18.2)$$

где

d_1 — диаметр кусков верхнего предела крупности в мм;

d_2 — диаметр кусков нижнего предела крупности в мм

Средневзвешенный диаметр кускового материала, поступающего на обработку:

$$d_{\text{ср}} = \frac{\sum d_i v_i}{100} \text{ мм}, \quad (18.3)$$

где d_i — средний диаметр кусков материала каждой из n фракций в мм;
 v_i — выход кусков данной фракции в %.

После каждой стадии дробления поверхность материала увеличивается до

$$S_n = S_{\text{н}} i_n \text{ м}^2/\text{ч}, \quad (18.4)$$

где i_n — степень дробления материала.

Под степенью дробления материала понимается отношение среднего диаметра куска до дробления к среднему диаметру куска после дробления.

Пылящая поверхность, образующаяся в течение часа в процессе каждого дробления:

$$S_0 = S_{\text{н}} (i_n - 1) \text{ м}^2/\text{ч}. \quad (18.5)$$

Суммарная часовая пылящая поверхность материала в результате n дроблений

$$\sum S_n = S_1 + S_2 + \dots + S_n \text{ м}^2/\text{ч}, \quad (18.6)$$

где $S_1, S_2, \dots, S_n$ — поверхности материала после каждой стадии дробления в $\text{м}^2/\text{ч}$.

Максимальный расход воды на гидрообеспыливание определяется исходя из предельно допустимой влажности обрабатываемого материала по формуле

$$Q_{\text{в}} = \frac{P_{\text{м}} (w_2 - w_1)}{100} \text{ л/ч}, \quad (18.7)$$

где $P_{\text{м}}$ — вес обрабатываемого материала в кг/ч;
 w_1 — начальная влажность материала в %;
 w_2 — предельно допустимая влажность материала в %.

Удельный расход воды на 1 м^2 пылящей поверхности равен.

$$q_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{\sum S_n} \text{ л/м}^2. \quad (18.8)$$

Расход воды после каждой стадии дробления определяется по формуле

$$Q_{\text{ст}} = S_n q_{\text{в}} \text{ л/ч}, \quad (18.9)$$

S_n — размер сухой поверхности материала после каждой стадии дробления в $\text{м}^2/\text{ч}$;
 $q_{\text{в}}$ — удельный расход воды на гидрообеспыливание в л/м^2 .

Количество оросителей с учетом резерва на неисправность, неучтенные факторы (трещиноватость, пористость, влагоемкость и др.) определяется с коэффициентом резерва, равным 1,3—1,5.

Пример 18.1. Задано провести гидрообеспыливание в дробильно-транспортном цехе, в котором происходит обработка железной руды 4 тыс. т/сутки.

В руде содержатся известняки, песчаники, доломиты, мергели и глина. Руда трещиновата. Трещины заполнены кальцием и глиной; удельный вес руды в среднем составляет 3,2 т/м³. Влажность руды колеблется в течение года в пределах 2,5—4,8%. По технологическим условиям допускается увлажнение руды до 6,5%.

Дробление руды производится в четыре стадии: I — $i_1=3,34$; II — $i_2=7,5$; III — $i_3=21,4$; IV — $i_4=60$.

Исходная крупность руды, поступающей в бункера дробильно-транспортного цеха, составляет 1,5 м.

Решение. Часовое количество обрабатываемой руды с учетом неравномерности ее поступления

$$1,33 \frac{4000}{24} = 222 \text{ т/ч}.$$

Начальная часовая пылящая поверхность материала определяется по формуле (18.1):

$$S_{\text{н}} = \frac{6 \cdot 222}{1,5 \cdot 3,2} = 278 \text{ м}^2/\text{ч}.$$

После I стадии дробления (18.5) $S_1=278 (3,34-1)=650 \text{ м}^2/\text{ч}$, после II стадии — 5300 $\text{м}^2/\text{ч}$, после III стадии — 5670 $\text{м}^2/\text{ч}$ и после IV стадии — 16400 $\text{м}^2/\text{ч}$.

Суммарная пылящая поверхность материала $\sum S_n = 650 + 1800 + 5670 + 16400 = 24520 \text{ м}^2/\text{ч}$.

Расход воды на гидрообеспыливание исходя из максимальной допустимой влажности обрабатываемого материала 6,5% и минимальной начальной влажности 2,5% по формуле (18.7) составит:

$$Q_{\text{в}} = \frac{222000 (6,5 - 2,5)}{100} = 8880 \text{ л/ч}.$$

Удельный расход воды по формуле (18.8) составит

$$q_{\text{в}} = \frac{8880}{24520} = 0,36 \text{ л/м}^2.$$

Определяем по формуле (18.9) расход воды на гидрообеспыливание после I стадии дробления $Q_1=650 \cdot 0,36=234 \text{ л/ч}$; после II стадии — 647 л/ч , после III стадии — 2000 л/ч и после IV стадии дробления — 5900 л/ч .

Количество форсунок Иггредмета производительностью 150 л/ч (см. рис. 18.1) при давлении 2 кг/см² определяется с учетом резерва на засорение, техническую неисправность, трещиноватость и поглощение воды материалом (коэффициент 1,5): после I стадии дробления $\tau = 1,5 \frac{234}{150} = 3$ шт., после

II — 7 шт., после III стадии — 5 шт. и после IV стадии — 60 шт., а всего (с учетом резерва) 90 шт.

РАЗДЕЛ II

КОНТРОЛЬ И АВТОМАТИКА САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

ГЛАВА 19

ПРИБОРЫ И АВТОМАТИКА САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

19.1. ПРИБОРЫ ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО И МЕСТНОГО КОНТРОЛЯ

За работой санитарно-технических устройств, за температурой, давлением, расходом и другими параметрами рекомендуется вести наблюдение с помощью дистанционных и местных контрольно-измерительных приборов (КИП)¹.

Погрешность показаний прибора — разность между его показанием и действительным значением измеряемой величины; допустимая погрешность — наибольшая погрешность прибора, допускаемая нормами.

Чувствительность прибора — отношение линейного или углового перемещения указателя прибора к изменению значения измеряемой величины, вызвавшему это перемещение, а порог чувствительности — наименьшее изменение измеряемой величины, способное вызвать изменение показания прибора.

К жидкостным термометрам относятся ртутные, толуоловые, спиртовые и др. Разновидностями жидкостных термометров являются ртутно-контактные, имеющие впаянные контакты или контакты с магнитной перестановкой. Они служат для регулирования и сигнализации температуры.

Стеклянные термометры устанавливаются в трубопроводы и аппараты в металлических защитных оправах.

Дилатометрические термометры имеют два стержня из двух различных металлов (сталь-латунь, латунь-инвар). Один из стержней выполнен в виде трубки, а другой вставлен в эту трубку. Принцип работы основан на разности удлинения стержней.

Биметаллические термометры имеют пружины, выполненные из двух металлов с различными коэффициентами линейного расширения.

Манометрические термометры. Их действие основано на изменении объема жидкости, давления пара или газа, заключенных в замкнутой манометрической пружине или системе, состоящей из манометрической пружины, капилляра и термобаллона. Манометрические термометры делятся на газовые (чаще все-

го азот), жидкостные (ртуть, метиловый спирт, керосин) с температурой кипения выше верхнего предела измерения термометра и парожидкостные, наполненные жидкостью (спиртом, эфиром), температура кипения которой ниже пределов измерения.

Термометры сопротивления основаны на свойстве металлов изменять электрическое сопротивление в зависимости от температуры. Их изготавливают из тонкой платиновой или медной проволоки, намотанной на изолятор. Разновидностью термометров сопротивления являются полупроводниковые термометры — термисторы.

Термопары измеряют температуру регистрацией термоэлектродвижущей силы (ТЭДС) в цепи, состоящей из двух разнородных металлических проводников,

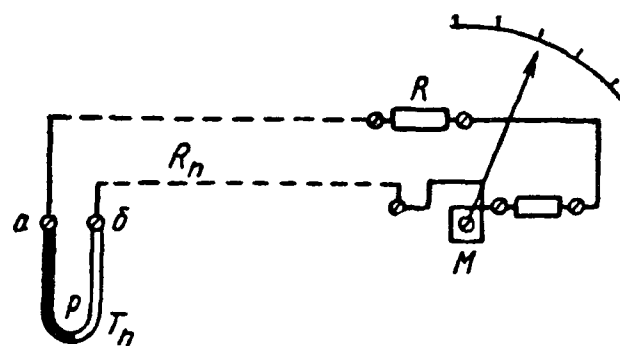


Рис. 19.1. Схема милливольтметра с термопарой

M — милливольтметр; T_n — термопара; R_n — сопротивление проводов; R — сопротивление подгоночной катушки; $a, б$ — свободные концы термопары; p — рабочий конец термопары

два конца которых электрически соединены в рабочий спай, а два других подключены к пирометрическому милливольтметру или потенциометру. Термопары применяются для измерения температур более 600° С.

Пирометрические милливольтметры имеют постоянный магнит, между полюсами которого вращается рамка с большим количеством витков из тонкой проволоки. Взаимодействие полей магнита и рам-

¹ Более подробные данные о приборах приведены в «Справочнике-каталоге приборов автоматизации для санитарно-технических систем и котельных установок». Часть I и II Стройиздат, 1967.

ки, через которую протекает постоянный ток, создает вращающий момент (рис. 19.1).

Логометры — показывающие и самопишущие приборы предназначены для работы в комплекте с термометрами сопротивления. Работа их основана на взаимодействии полей постоянного магнита и двух рамок, вращающихся между его полюсами (рис. 19.2).

Равновесные мосты постоянного и переменного тока измеряют и регулируют температуру с повышенной точностью и работают в комплекте с термометрами сопротивления (рис. 19.3).

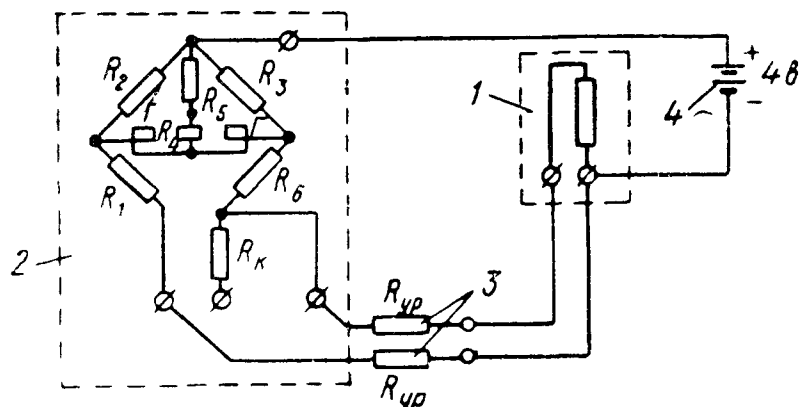


Рис. 19.2. Соединение логометра по трехпроводной схеме

1 — термометр сопротивления; 2 — логометр; 3 — уравнивательные катушки; 4 — источник питания

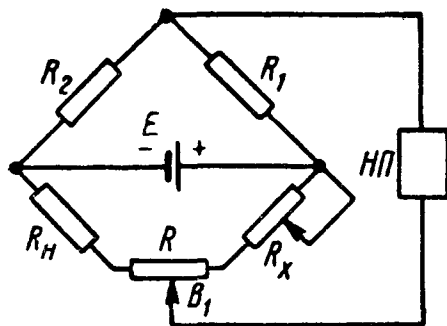


Рис. 19.3. Принципиальная электрическая схема моста постоянного тока

R_x — термометр сопротивления; R — переменное сопротивление (реохорд); R_1, R_2, R_N — постоянные сопротивления; E — источник питания; $НП$ — нуль-прибор

В одно из плеч моста включается термометр сопротивления R_x для сравнения с сопротивлениями других плеч (R_1, R_2, R_N, R) моста. Отсчет производится в момент равновесия моста, т. е. при отсутствии тока в его измерительной диагонали. При изменении температуры изменяется сопротивление R_x , следящий механизм моста перемещает движок по сопротивлению R до такого положения, при котором в измерительной диагонали будет отсутствовать ток.

Потенциометры применяются для измерения температуры в комплекте с термопарами. С регулирующей, пневматической или электрической приставкой по-

тенциометры работают как автоматические регуляторы температуры (рис. 19.4).

Действие потенциометра основано на том, что ТЭДС термопары T уравнивается напряжением, подаваемым посторонним источником тока, в цепь которого включено постоянное сопротивление R . Разность потенциалов между точками A и B поддерживается постоянной при помощи регулировочного реостата R_p . При изменении температуры рабочего конца термопары возникающая в ее цепи ТЭДС должна быть компенсирована соответствующим падением напряжения на сопротивлении R между точками A и D . В момент компенсации нуль-прибор $НП$, включенный в цепь термопары, показывает отсутствие тока. Нормальный элемент $НЭ$, являющийся эталоном ЭДС, служит для периодической проверки постоянства разности потенциалов между точками A и B .

Манометры пружинные применяются для измерения давления. Действие их основано на использовании упругих свойств трубчатой пружины, мембраны или сильфона.

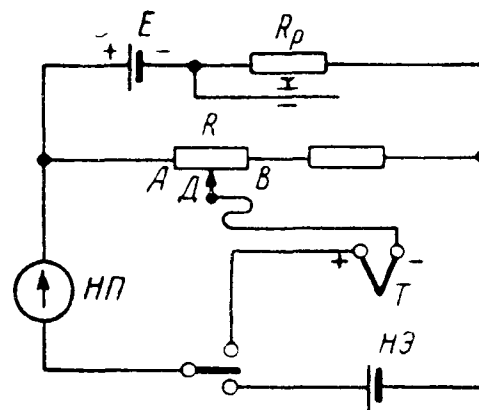


Рис. 19.4. Принципиальная схема потенциометра

T — термопара; R — переменное сопротивление (реохорд); R_p — регулировочный реостат; E — источник питания; $НП$ — нуль-прибор; $НЭ$ — нормальный элемент

Манометры жидкостные — это сообщающиеся сосуды, заполненные жидкостью (вода, ртуть, масло и пр.), один из которых соединен с атмосферой, а другой — со средой, давление которой измеряется. На этом же принципе построены и колокольные тягонапорометры, применяемые для измерения и регулирования разрежения и давления.

Манометры могут быть показывающими и записывающими с электрической или пневматической приставкой для регулирования или дистанционной передачи показаний.

Водомеры измеряют количество воды при помощи крыльчатого или турбинного колеса, скорость вращения которого пропорциональна количеству проходящей воды; применяются для измерения малых расходов при низких температурах воды и небольших рабочих давлениях.

Расходомеры — наиболее распространенные и универсальные приборы для измерения расхода воды, пара и газов. Они состоят из дифференциального манометра (дифманометра) и диафрагмы. В диске диафрагмы происходит увеличение скорости контролируемой среды, вследствие чего часть потенциальной энергии пе-

реходит в кинетическую, создавая разность давлений, пропорциональную расходу (рис. 19.5).

Дифманометры делятся на пружинные (сильфонные и мембранные) и жидкостные (поплавковые, колокольные, кольцевые и двухтрубные); они могут иметь электрическое и пневматическое устройство для регулирования или передачи показаний на расстояние.

Влагомеры или гигрометры применяют для измерения влажности воздуха. К ним относятся психометрические (по разности показаний сухого

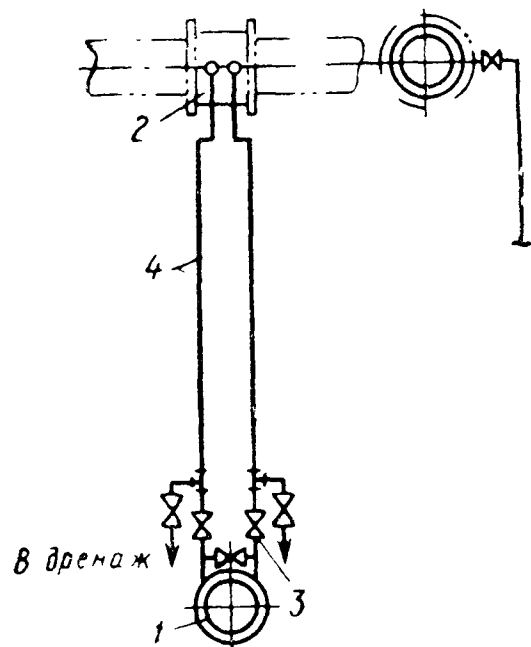


Рис. 19.5. Схема трубных соединений сужающего устройства с дифманометром

1 — дифманометр; 2 — сужающее устройство; 3 — запорный вентиль; 4 — труба стальная

и влажного термометров), показывающие комнатные психометры, психометры с манометрическими термометрами и автоматические электронные психометры, служащие для дистанционного измерения и регулирования относительной влажности воздуха; конденсационные, когда определяется температура, при которой содержащийся в воздухе пар достигает состояния насыщения при неизменном давлении (точка росы); гигрометрические, основанные на поглощении влаги из воздуха гигроскопическим материалом — человеческим волосом, деревом, бумагой или животной пленкой, связанными с изменением размеров чувствительного элемента, и электрохимические, основанные на изменении электрической проводимости тонкого слоя нанесенной на пластинку гигроскопической соли в зависимости от влажности воздуха. Наибольшее распространение в санитарной технике пока имеют волосные гигрометры.

Все перечисленные способы измерения влажности применяются также и для ее регулирования.

Уровнемеры применяют следующие:

указательные стекла, присоединяемые к измеряемым объектам по принципу сообщающихся сосудов и дающие визуальные показания уровня в стеклянной трубке, закрепленной в арматуре;

поплавковые уровнемеры, в которых чувствительным элементом является поплавок на поверхности измеряемой жидкости; поплавки соединены механически че-

рез рычажные или иные передачи с электрическим или пневматическим измерительным или регулирующим устройством или дистанционной передачей показаний;

уровнемеры, работающие в зависимости от разности давления, измеряемой дифманометром. Разность давления уравнивается давлением жидкости дифманометра или его пружинным механизмом.

19.2. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Автоматическое регулирование — поддержание заданного параметра или изменение его по заданной программе без непосредственного участия человека.

Автоматический регулятор — устройство, реагирующее на изменение регулируемого параметра и автоматически управляющее процессом с целью поддержания его в определенных пределах или изменения по определенному закону.

Регулируемый объект — аппарат, механизм или помещение, в котором осуществляется автоматическое регулирование.

Регулируемый параметр — величина, характеризующая процесс, происходящий в объекте, постоянство или определенное закономерное изменение которого должен поддерживать регулятор.

Измерительный (воспринимающий) орган регулятора — датчик, воспринимающий изменения регулируемого параметра и преобразующий их в импульсы (выходные сигналы), передаваемые управляющему органу.

Управляющий орган регулятора — элемент регулятора, преобразующий или усиливающий сигнал датчика в командный импульс для передачи на исполнительный орган.

Исполнительный орган регулятора — механизм или устройство (электродвигатель, соленоид, мембранный или поршневой пневмопривод), создающие воздействие на регулируемый орган.

Регулирующий орган — клапан (заслонка), вентиль, шибер, изменяющий регулируемую величину и являющийся частью технологической системы и одновременно частью автоматического регулятора.

Регулятор прямого действия — регулятор, получающий энергию для перемещения регулирующего органа непосредственно от регулируемого объекта.

Регулятор непрямого действия — регулятор, получающий энергию для перемещения регулирующего органа от постороннего источника (электроэнергия, сжатый воздух, масло или вода).

Пневматический, гидравлический, электрический (электронный), электрогидравлический, электропневматический регуляторы — регуляторы, соответственно названию отличающиеся друг от друга по виду используемой энергии.

Обратная связь регулятора — устройство, обеспечивающее воздействие исполнительного механизма на регулятор с целью увеличения устойчивости регулирования.

Пропорциональное (статическое) регулирование — процесс регулирования, при котором каждому значению регулируемого параметра соответствует только одно определенное положение регулирующего органа.

Астатическое регулирование — процесс регулирования, не имеющий пропорциональной зависимости между регулируемой величиной и положением ре-

гулирующего органа. При отклонении регулируемой величины от заданного значения регулирующий орган перемещается до тех пор, пока регулируемая величина не будет приведена к заданному значению.

Позиционное регулирование — процесс, при котором регулирующий орган имеет два или несколько фиксированных положений, соответствующих определенным значениям регулируемой величины.

Изодромное (пропорционально-интегральное) регулирование сочетает свойства, характерные для пропорционального и астатического регулирования. При отклонении регулируемой величины регулирующий орган вначале перемещается под действием пропорциональной составляющей в зависимости от величины регулируемого параметра, а затем перемещается дополнительно под действием астатической составляющей, устраняя статическую ошибку, т. е. остаточное отклонение регулируемой величины.

Системой автоматического регулирования называют замкнутую динамическую систему, состоящую из регулируемого объекта и автоматического регулятора; функциональная схема системы приведена на рис. 19.6.

Регулятор состоит из датчика (чувствительный элемент), управляющего элемента, иногда называемого «регулятором», исполнительного механизма и регулирующего органа.

В качестве датчиков применяются термометры сопротивления, гигрометры, мембраны, сильфоны, поплавковые устройства.

Роль управляющих элементов, усиливающих сигнал, поступивший от датчика, или преобразующих его в энергию другого вида, выполняют электронные и полупроводниковые усилители, например электронные потенциометры и электронные мосты.

Исполнительным механизмом могут быть электромагнитные и электромоторные приводы, мембранные и поршневые пневмоприводы или другие устройства, которые механически связываются с регулирующим органом.

В качестве регулирующих органов применяют плунжерные и поворотные клапаны на трубопроводах, воздушные клапаны (заслонки) и шиберы, реостатные и другие устройства, при помощи которых можно изменить регулируемую величину, например поток жидкости, воздуха или напряжение электрического тока.

В некоторых случаях датчик объединяют с управляющим элементом в одном приборе, часто именуемом регулятором.

Исполнительный механизм в большинстве случаев объединяется с регулирующим органом, как это, например, сделано у регулирующих электромоторных и электромагнитных клапанов (вентилей).

Регуляторы прямого действия просты в эксплуатации и не требуют посторонних источников энергии, однако их применение ограничено из-за незначительных усилий, развиваемых исполнительным органом, и невозможного перевода их на местное или дистанционное управление.

Регуляторы температуры прямого действия применяют для поддержания постоянства температуры в трубопроводах систем охлаждения, отопления и горячего водоснабжения. Они построены на манометрическом принципе и состоят из термобаллона, заполненного жидкостью, кипящей при невысоких температурах, которая через капилляр с сильфоном воздействует на шток и плунжер регулирующего клапана.

Регуляторы давления прямого действия служат для поддержания постоянства давления

«до себя» и «после себя», т. е. перед или после регулятора, в трубопроводах систем отопления, теплоснабжения, холодного и горячего водоснабжения. Регулируемая жидкость или пар через сигнальную трубку воздействуют на мембранный привод клапана.

Регуляторы расхода прямого действия используют на абонентских вводах для поддержания постоянства расхода горячей воды. Действие их аналогично действию регуляторов давления, но отбор давления берется после диафрагмы.

Регуляторы уровня прямого действия применяются для регулирования уровней в резер-

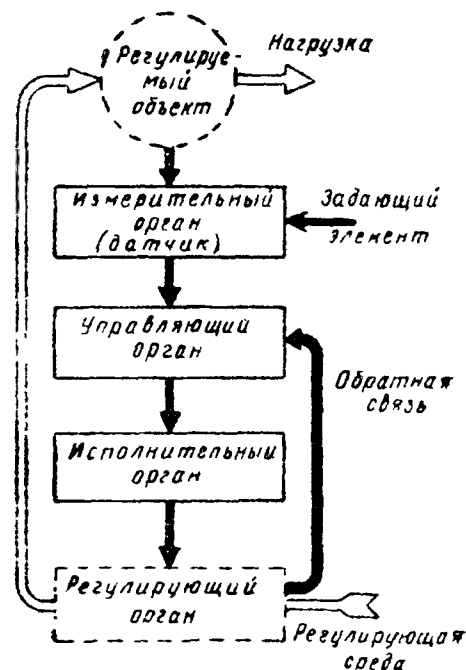


Рис. 19.6 Структурная схема системы автоматического регулирования

вуарах и обыкновенно состоят из поплавкового устройства, механически связанного с регулирующим клапаном.

Пневматические регуляторы температуры представляют собой биметаллический, dilatометрический, термоанометрический или иной измеритель температуры — термодатчик, который управляет системой сопло — заслонка или золотниковой системой, изменяя выходной сигнал — давление сжатого воздуха, подаваемого к мембранному или поршневому пневмоприводу. Эти регуляторы характеризуются высокой надежностью и простотой обслуживания.

Электрические регуляторы температуры, как и пневматические, преобразовывают и усиливают сигнал термодатчика, который управляет электроконтактным или реостатным устройством, производящим переключения или изменения напряжения в электрических схемах, управляющих электрическими исполнительными механизмами.

Электрические регуляторы более сложны, чем пневматические, требуют более квалифицированного обслуживания, но более универсальны, приспособлены для блокировок и могут выполнять более сложные задачи регулирования.

Регуляторы давления и расхода в качестве датчика имеют пружинный, мембранный, сильфонный элемент или кольцевой, поплавковый или колокольный дифференциальный манометр, управляющий посредством преобразователя или усилителя электриче-

ским или пневматическим выходом, сигналы которого поступают к исполнительному механизму.

Сигнализаторы и реле давления устанавливают для позиционного регулирования и сигнализации повышения или понижения давления или разности давлений.

Струйные реле и реле расхода предназначены для контроля, позиционного регулирования и сигнализации о наличии потока жидкости в трубопроводах.

Реле потока воздуха применяются для контроля, позиционного регулирования и сигнализации о наличии потока определенной скорости воздуха в воздуховодах.

Регуляторы влажности имеют чувствительные элементы гигрометрического или психрометри-

ческого типа. Выходной сигнал датчика усиливается или преобразуется в электрический или пневматический сигнал, поступающий к сигнальному устройству или исполнительному механизму.

Регуляторы уровня жидкостей применяются в резервуарах и других емкостях, в основном с датчиками в виде поплавкового устройства, управляющего контактной или реостатной электрической системой.

Все регуляторы делятся на регуляторы приборного и неприборного типов, т. е. имеющие или не имеющие устройств для отсчета или записи регулируемого параметра. Предпочтительней применение регуляторов неприборного типа как более дешевых, если нет необходимости в контроле регулируемого параметра с места установки регулятора.

ГЛАВА 20

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМАТИЗАЦИИ ВНУТРЕННИХ САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

20.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Термин «автоматизация» подразумевает теплотехнический контроль, автоматическое регулирование, автоматическую защиту оборудования, управление электроприводами, блокировку и сигнализацию.

Известны три степени автоматизации санитарно-технических устройств.

Полная автоматизация — автоматизация всего основного и вспомогательного оборудования или систем, связанных единой технологической зависимостью, с автоматизированным выбором рационального режима; обслуживающий персонал проводит только контроль работы систем.

Комплексная автоматизация — автоматизация связанного между собой основного и вспомогательного оборудования или систем; обслуживающий персонал выбирает рациональный режим и контролирует работу систем.

Частичная автоматизация — автоматизация отдельных элементов оборудования или систем.

Целесообразность и степень автоматизации устанавливается в зависимости от назначения и вида систем, предъявляемых требований к точности поддержания параметров и экономической целесообразности. Срок окупаемости автоматизации не должен превышать 5 лет.

Для автоматизации следует применять минимальное количество приборов и средств автоматизации, как правило, из серийно выпускаемых отечественной промышленностью, причем номенклатура средств автоматизации для оснащения одного объекта должна быть по возможности единообразна.

Проектирование должно производиться с учетом максимальной индустриализации монтажа.

борами, причем на щиты автоматизации рекомендуется выносить только приборы контроля основных параметров, отображающих работу систем в целом. Приборы контроля промежуточных параметров должны устанавливаться по месту.

Параметры, необходимые для учета и анализа ра-

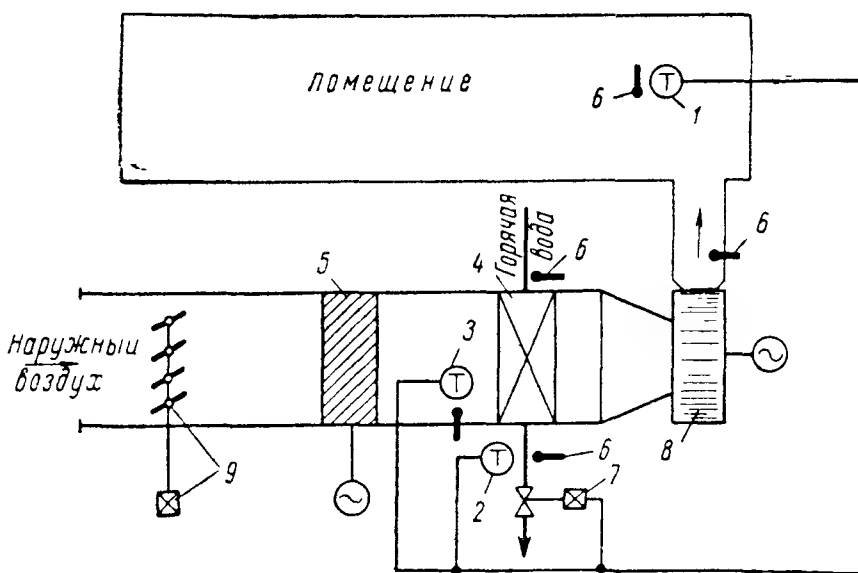


Рис. 20.1. Приточно-вентиляционная установка (теплоноситель вода)

1 — регулятор температуры воздуха в помещении; 2 — датчик защиты калорифера от замерзания по температуре теплоносителя; 3 — то же, по температуре воздуха перед калорифером; 4 — калорифер; 5 — фильтр; 6 — термометр; 7 — регулирующий клапан; 8 — вентилятор; 9 — приемный воздушный клапан (заслонка)

20.2. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ И СИГНАЛИЗАЦИЯ

Параметры, наблюдение за которыми необходимо для правильной и экономичной работы сантехнических систем, должны контролироваться показывающими при-

боты оборудования, должны контролироваться самопишущими или суммирующими приборами, а параметры, отклонение которых от нормы может привести к аварийному состоянию, браку продукции и нарушению технологического процесса, должны контролироваться сигнализирующими приборами.

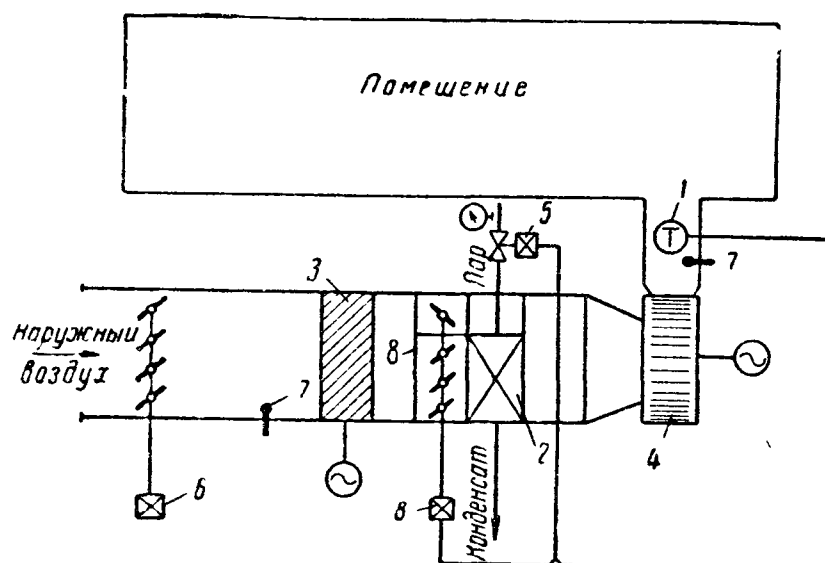


Рис 20.2. Приточно-вентиляционная установка (теплоноситель пар)

1 — регулятор температуры приточного воздуха; 2 — калорифер; 3 — фильтр; 4 — вентилятор; 5 — двухпозиционный клапан; 6 — воздушный приемный клапан (заслонка); 7 — термометр; 8 — сдвоенный воздушный клапан с исполнительным механизмом

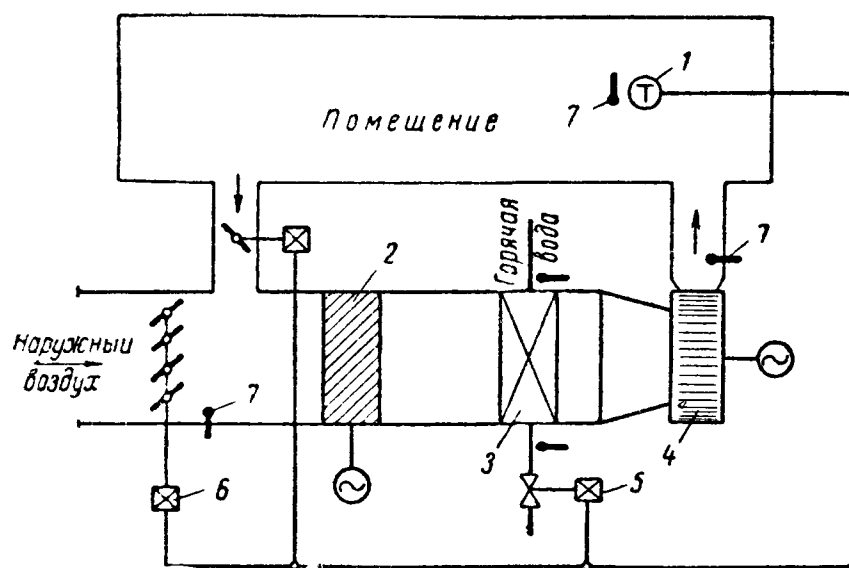


Рис. 20.3. Приточно-вентиляционная установка с рециркуляцией (теплоноситель вода)

1 — регулятор температуры воздуха в помещении; 2 — фильтр; 3 — калорифер; 4 — вентилятор; 5 — регулирующий клапан; 6 — воздушный приемный клапан; 7 — термометр

При дистанционном контроле нескольких однотипных параметров рекомендуется использовать общий показывающий или самопишущий вторичный прибор.

Для наладки систем автоматического регулирования и для производства испытаний следует предусматривать возможность включения переносных измерительных приборов (отборные устройства, бобышки, карманы и пр.).

Системы приточной вентиляции (рис. 20.1—20.3) следует оснащать приборами для измерения: температуры воздуха в обслуживаемых помещениях, приточного и наружного воздуха, температуры воды до и после калориферов и давления пара до калориферов.

Указания о точках, подлежащих оснащению приборами для контроля систем кондиционирования воздуха, приведены в главе 7.

Для вентиляционных установок или кондиционеров, расположенных в одном здании или помещении, контроль температуры наружного воздуха, температуры и давления холодной воды, подаваемой к кондиционерам, температуры или давления теплоносителя перед калориферами можно осуществлять общими измерительными приборами.

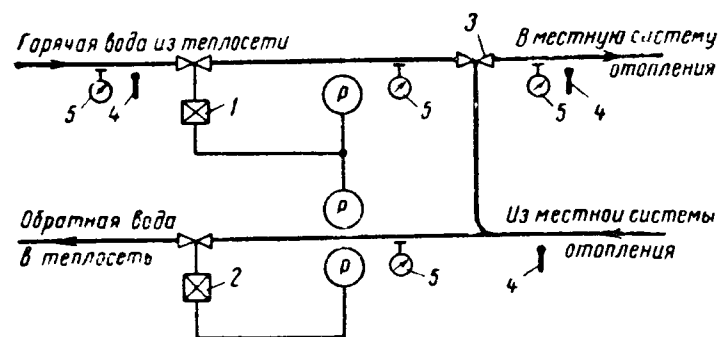


Рис. 20.4. Тепловой ввод с элеватором

1 — регулятор расхода воды в системе отопления; 2 — регулятор давления (подпора) в обратном трубопроводе системы отопления; 3 — элеватор; 4 — термометр; 5 — манометр

Абонентские тепловые вводы с элеваторами (рис. 20.4) и с насосным подмешиванием следует оснащать приборами для контроля давления и температуры воды в подающем трубопроводе тепловой сети, температуры воды на входе и на выходе из системы отопления, давления воды до и после элеваторов или насосов и давления сетевой воды в обратном трубопроводе.

Для тепловых вводов с насосным подмешиванием необходимо дополнительно предусматривать приборы сигнализации аварийного отключения насосов.

Абонентские тепловые вводы с безэлеваторным присоединением должны быть оснащены приборами для контроля температуры и давления воды в подающем трубопроводе теплосети, давления воды на входе и на выходе из системы отопления, температуры обратной воды от каждой ветви системы отопления.

Абонентские тепловые вводы с независимым присоединением системы отопления через водоводяной подогреватель следует оснащать приборами для контроля температуры и давления воды в подающем, обратном трубопроводе тепловой сети, температуры воды в системе отопления после подогревателя, давления обратной воды в системе отопления до насосов, температуры и давления обратной воды в системе отопления после насосов и сигнализацией аварийного отключения насоса системы отопления.

При присоединении к абонентскому вводу нескольких разнородных потребителей тепла (отопление, горячее водоснабжение и т. д.) рекомендуется предусматривать общий контроль температуры воды в обратном трубопроводе тепловой сети.

Абонентские вводы пара необходимо оснащать приборами для контроля температуры и дав-

ления пара в тепловой сети и давления пара в системе отопления.

На тепловых вводах желательно предусматривать тепломеры или устанавливать горячеводные водомеры.

Открытые баки для сброса конденсата оснащаются приборами для контроля и сигнализации аварийного уровня конденсата в баке, контроля давления и температуры конденсата после насосов.

При закрытых системах сбора конденсата следует предусматривать приборы для контроля температуры и избыточного давления конденсата в баке.

Расширительные сосуды систем водяного отопления надо оснащать приборами для сигнализации нижнего аварийного уровня воды в сосуде.

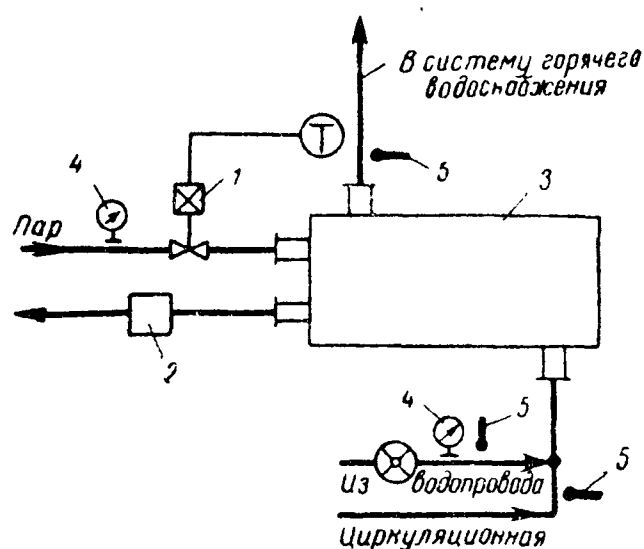


Рис. 20.5. Система горячего водоснабжения с емким или скоростным пароводяным подогревателем

1 — регулятор температуры горячей воды; 2 — конденсатоотводчик; 3 — водоподогреватель; 4 — манометр; 5 — термометр

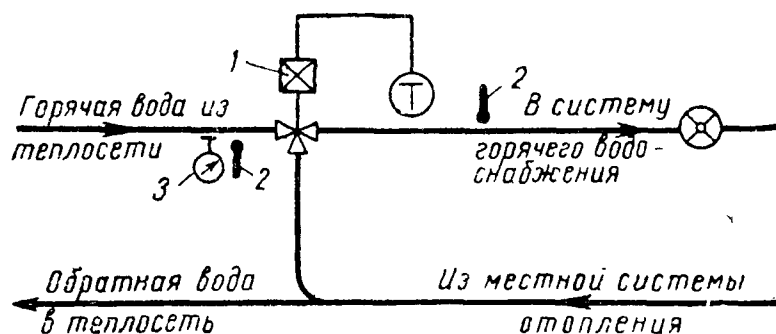


Рис. 20.6. Система горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором

1 — регулятор температуры горячей воды; 2 — термометр; 3 — манометр

Системы горячего водоснабжения с емкими и скоростными пароводяными подогревателями (рис. 20.5) следует оснащать приборами для контроля: давления пара на входе в подогреватель, давления и температуры воды в водопроводе, температуры

воды, выходящей из подогревателя, температуры циркуляционной воды.

Системы горячего водоснабжения с открытым баком при теплоносителе паре необходимо оснащать приборами для контроля, давления пара перед змеевиком, температуры горячей воды в баке, температуры водопроводной воды.

Системы горячего водоснабжения со скоростными водоводяными подогревателями необходимо оснащать приборами для контроля: температуры и давления воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети, давления и температуры воды в водопроводе, температуры воды, выходящей из подогревателя, температуры циркуляционной воды и температуры воды между ступенями подогревателей.

Системы горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором (рис. 20.6) надо оснащать приборами для контроля температуры и давления горячей воды в тепловой сети и температуры горячей воды в системе горячего водоснабжения после смесителя.

Все системы горячего водоснабжения следует, как правило, оснащать водомерами для учета расхода воды, устанавливаемыми на ответвлениях от водопроводной сети к водонагревателям (холодные водомеры) и на подающем трубопроводе горячей воды в системах с непосредственным водоразбором (горячеводные водомеры).

Водопроводный ввод в здание следует оснащать приборами для контроля расхода воды и давления воды до и после подпиточного насоса.

Приямки для сбора воды, откачиваемой из них насосами в водосток, следует оснащать приборами для контроля давления воды после насосов и сигнализации верхнего аварийного уровня воды в приямке.

20.3. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Выбор системы автоматического регулирования по характеру действия (позиционное, пропорциональное, изодромное) и по виду используемой энергии (пневматическая, электрическая, гидравлическая) производится в зависимости от назначения систем требуемой точности поддержания параметров и экономической целесообразности.

Пневматические системы автоматического регулирования применяют, как правило, при наличии в здании сетей сжатого воздуха с давлением не менее 2 кг/см^2 , а также при установке приборов в пожаро- и взрывоопасных помещениях.

Электрические системы автоматического регулирования используют, когда в здании нет сетей сжатого воздуха, а устройство специальных установок для его приготовления экономически нецелесообразно и если реализация сложных функциональных зависимостей при пневматических регуляторах затруднена.

При большом числе регулирующих органов рекомендуется применять электропневматические системы, состоящие из электрических датчиков и пневматических исполнительных механизмов.

Гидравлические (с использованием воды) системы, как правило, применяют для автоматизации тепловых вводов и систем горячего водоснабжения.

В случаях, когда перерывы в работе санитарно-технического оборудования недопустимы, предусматривают устройства (байпасные панели, кнопки управления

и т. д.), позволяющие осуществлять дистанционное ручное управление исполнительными механизмами.

Автоматическое регулирование следует по возможности проектировать комплексно для всех санитарно-технических систем здания.

Системы приточной вентиляции, совмещенной с отоплением, следует, как правило, оснащать приборами автоматического регулирования температуры воздуха в обслуживаемых помещениях (см. рис. 20.1 и 20.3), а системы, не совмещенные с отоплением, — приборами регулирования температуры приточного воздуха (см. рис. 20.2).

Поддержание заданной температуры воздуха в помещениях, обслуживаемых системами вентиляции, осуществляется изменением температуры приточного воздуха или количества приточного воздуха, а также обоими способами одновременно.

Автоматическое регулирование температуры воздуха, подаваемого системами приточной вентиляции, производят смешением наружного и рециркуляционного воздуха или изменением теплопроизводительности калориферов или обоими способами одновременно.

Изменять теплопроизводительность калориферов в системах приточной вентиляции рекомендуется, как правило, регулирующим клапаном на обратной линии теплоносителя при теплоносителе воде, а также сдвоенным распределительным воздушным клапаном (заслонкой) перед калорифером при теплоносителе паре.

Смешение различных количеств наружного и рециркуляционного воздуха в системах приточной вентиляции следует производить проходными воздушными клапанами (заслонками), установленными в каналах наружного и рециркуляционного воздуха, или сдвоенным смесительным воздушным клапаном в месте слияния этих каналов.

Выбирать способ изменения производительности вентилятора (клапан, направляющий аппарат, изменение числа оборотов) необходимо в зависимости от требуемого диапазона регулирования и производительности вентилятора, отдавая предпочтение направляющим аппаратам для вентиляторов одностороннего всасывания и индукторным муфтам скольжения для вентиляторов двустороннего всасывания.

Датчики для регулирования температуры и относительной влажности воздуха помещений следует устанавливать в характерных точках обслуживаемых помещений, но допускается установка их и в рециркуляционных каналах, если это не внесет значительных запаздываний в процесс регулирования.

Датчики не должны подвергаться воздействию тепла от нагретых поверхностей и устанавливаться в местах с недостаточной циркуляцией воздуха и в зоне непосредственного воздействия потока приточного воздуха.

Во всех помещениях с неравномерными тепло- или влаговыведениями датчики следует устанавливать в каждой из зон с равномерными нагрузками и вести зональное регулирование. Регулирование по средним суммарным результатам, как правило, приводит к существенным отклонениям от заданной величины.

В системах приточной вентиляции и кондиционирования воздуха, обслуживающих большое число помещений с постоянными теплоизбытками, допускается установка датчиков температуры в приточных или рециркуляционных каналах.

Датчики для регулирования давления или разности давлений в помещениях, камерах статического давления или приточных каналах должны устанавливаться непосредственно внутри них.

20.4. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Для соблюдения тепловых режимов в отапливаемых помещениях и для экономии тепла рекомендуется предусматривать центральное, местное — групповое или индивидуальное регулирование отпуска тепла потребителям.

Центральное регулирование при теплоносителе воде осуществляется изменением температуры горячей воды непосредственно на ТЭЦ и в котельных в зависимости от температуры наружного воздуха.

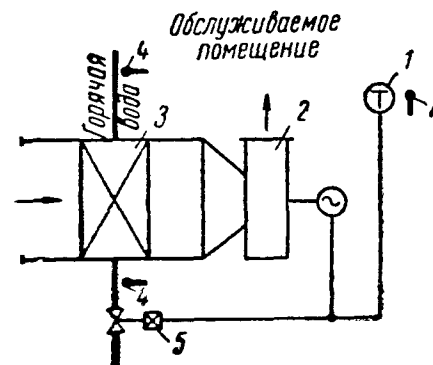


Рис. 20.7. Отопительный агрегат (теплоноситель вода)

1 — регулятор температуры воздуха в помещении; 2 — вентилятор; 3 — калорифер; 4 — термометр; 5 — двухпозиционный клапан

Местное регулирование отопления зданий дополняет центральное регулирование и его производят, как правило, на абонентских вводах.

Абонентские тепловые вводы с элеваторами (см. рис. 20.4) и насосами подмешивания, а также при независимом присоединении системы отопления через водоподогреватель, присоединенный к водяной тепловой сети, оснащают приборами автоматического регулирования, поддерживающими постоянный расход воды из тепловой сети. Регулятор устанавливают перед элеватором-насосом подмешивания или водоподогревателем.

Если давление воды в обратном трубопроводе тепловой сети меньше, чем статическое давление в местной системе отопления, для поддержания необходимого давления в системе на обратном трубопроводе устанавливают второй регулятор давления (см. рис. 20.4).

При теплоносителе паре вводы оснащают приборами для автоматического регулирования температуры воздуха в отапливаемых помещениях, открывая и закрывая соленоидный вентиль на паропроводе. Кроме того, регулируется давление пара в местной системе отопления.

Индивидуальное автоматическое регулирование температуры воздуха в отапливаемых помещениях осуществляется регуляторами, устанавливаемыми непосредственно у нагревательных приборов.

В помещениях, имеющих два нагревательных прибора, рекомендуется устанавливать регулятор на одном из нагревательных приборов. В помещениях, имеющих более двух приборов, регуляторы желательно устанавливать на 70% поверхности нагрева или обосновывать принимаемое решение расчетом.

Для отопительных агрегатов в промышленных зданиях (рис. 20.7 и 20.8) следует предусматривать, как правило, двухпозиционное автоматическое регулирова-

ние температуры воздуха в помещении включением и отключением теплоносителя и вентиляторов каждого агрегата или группы агрегатов.

На баках для сбора конденсата следует устанавливать приборы для автоматического включения насосов при наполнении бака до верхнего уровня и отключения при нижнем уровне.

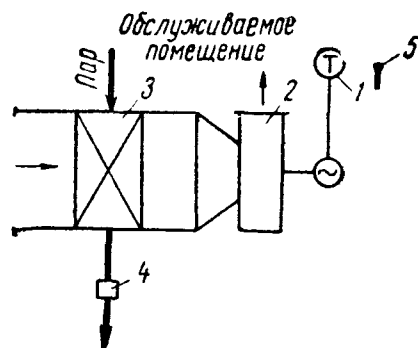


Рис. 20.8. Отопительный агрегат (теплоноситель пар)

1 — регулятор температуры воздуха в помещении; 2 — вентилятор; 3 — калорифер; 4 — конденсатоотводчик; 5 — термометр

На расширительных сосудах систем водяного отопления рекомендуется устанавливать приборы для автоматической подпитки систем открыванием электромагнитного вентиля на водопроводной линии при нижнем уровне воды и закрыванием — при верхнем уровне.

В разветвленных водяных сетях систем теплоснабжения зданий рекомендуется устанавливать регуляторы постоянства давления в ответвлениях, идущих к системам отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

20.5. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО И ХОЛОДНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Системы горячего водоснабжения с емкими и скоростными пароводяными подогревателями (см. рис. 20.5), с открытыми баками, подогреваемыми паром, и со скоростными водоводяными подогревателями оснащаются прибором для автоматического регулирования температуры горячей воды — клапаном, установленным на паропроводе или на подающем трубопроводе теплосети.

Системы горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором (см. рис. 20.6) следует оснащать приборами для автоматического регулирования температуры горячей воды, смешивая воду из подающего трубопровода тепловой сети и обратную воду из местной системы отопления.

Водопроводные вводы оснащаются приборами для автоматического регулирования давления воды включением и выключением подпиточных насосов.

Приямки для сбора условно чистой воды, откачиваемой насосами в водосток, оснащают приборами для автоматического включения перекачивающих насосов при наполнении приямка до верхнего уровня и отключения насосов при нижнем уровне.

20.6. АВТОМАТИЧЕСКАЯ ЗАЩИТА ОБОРУДОВАНИЯ И БЛОКИРОВКИ

Автоматическую защиту калориферов от замораживания следует предусматривать при выключенной системе, если возможно проникание в калорифер воздуха с отрицательной температурой, и при работающей си-

стеме, если возможно падение давления или нарушение температурного графика сетевой воды при отрицательной температуре воздуха, поступающего в калорифер.

При остановленном кондиционере или приточной камере в случае падения температуры воздуха перед калорифером ниже $+3^{\circ}\text{C}$ датчик 3 (см. рис. 20.1) открывает регулирующий клапан 7 на теплоносителе и закрывает его, если перед калорифером температура воздуха достигнет $+3^{\circ}\text{C}$ независимо от действия других регуляторов, соединенных с клапаном 7. Для предохранения калориферов от замерзания в момент запуска системы предусматривают дистанционное открытие клапана 7 на теплоносителе, при помощи которого прогреваются калориферы до открытия клапана 9 (заслонки) в канале наружного воздуха и включения вентилятора 8.

Для защиты работающей системы на трубопроводе обратной воды необходимо устанавливать датчик температуры 2, сигнализирующий об аварии или отключающий установку и открывающий регулирующий клапан 7, если температура обратной воды упадет ниже $+30^{\circ}\text{C}$.

При температуре воздуха, поступающего в калорифер, $+5^{\circ}\text{C}$ и выше датчик температуры обратной во-

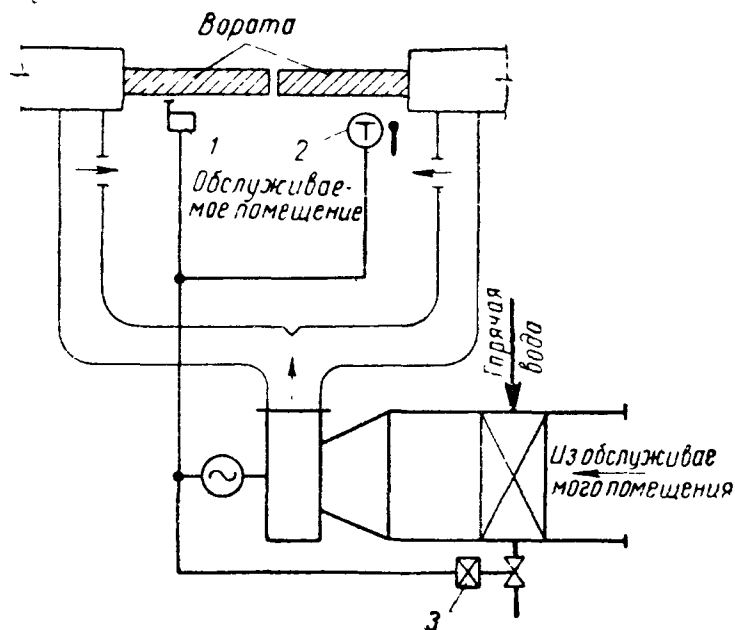


Рис. 20.9. Воздушно-тепловая завеса (теплоноситель вода)

1 — блокировка включения завесы; 2 — блокировка выключения завесы; 3 — двухпозиционный клапан

ды 2 должен быть отключен датчиком температуры воздуха перед калорифером 3.

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха следует, как правило, предусматривать блокировку исполнительных механизмов клапанов (заслонок) наружного и выбрасываемого воздуха, а также клапанов на трубопроводах тепло- и холодоносителя с электродвигателем вентилятора. В системах приточной вентиляции и кондиционирования воздуха, работающих с переменным количеством наружного и рециркуляционного воздуха, надо предусматривать устройства, фиксирующие приемный воздушный клапан (заслонку) в положении, соответствующем санитарной норме наружного воздуха.

При регулировании теплопроизводительности калориферов, работающих на паре, следует предусматри-

вать клапан, прекращающий подачу пара при полностью закрытых створках воздушного клапана (заслонки) перед калорифером.

При дистанционном управлении системами вентиляции и кондиционирования рекомендуется предусматривать блокировку электродвигателей насоса, фильтра, рециркуляционного или вытяжного вентилятора с электродвигателем приточного вентилятора.

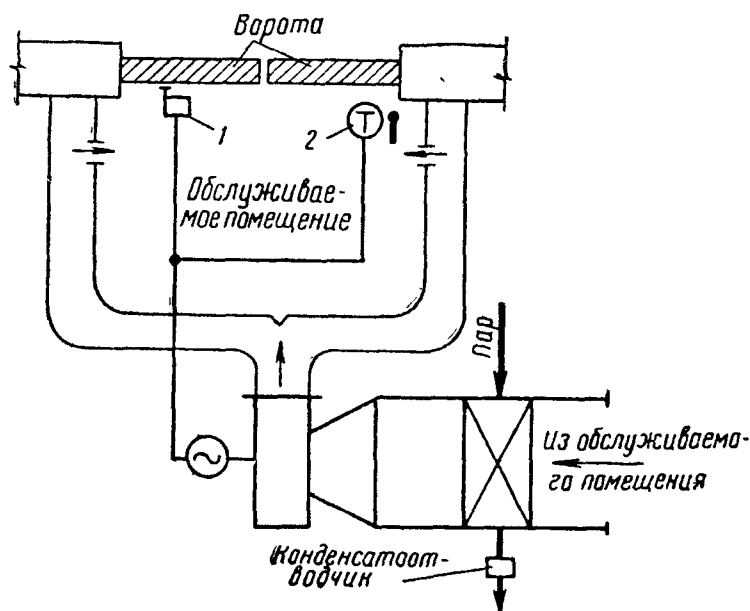


Рис. 20.10 Воздушно-тепловая завеса (теплоноситель пар)

1 — блокировка включения завесы; 2 — блокировка выключения завесы

Электродвигатели вытяжных вентиляторов, обслуживающих местные отсосы от технологического оборудования, рекомендуется блокировать с пусковым устройством технологического оборудования.

Необходимо предусматривать блокировку включения вентилятора воздушно-тепловых завес (рис. 20.9 и 20.10) с открыванием ворот, а отключение после закрытия ворот должно происходить по сигналу от датчика температуры, установленного вблизи ворот.

При теплоносителе воде необходимо также предусматривать блокировку клапана 3 (рис. 20.9) на трубопроводе горячей воды с включением и выключением завесы.

20.7. УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯМИ

Управление электродвигателями санитарно-технических систем в зависимости от расположения средств управления (кнопки, ключи) делится на местное, дистанционное и телеуправление.

При местном управлении электродвигателями кнопки и ключи управления надо размещать на местных щитах или непосредственно у электродвигателей.

При дистанционном управлении электродвигателями следует, как правило, блокировать управление всеми электродвигателями данной системы и предусматривать сигнализацию их включения. Для электродвигателей, расположенных в других помещениях или вне пределов видимости со щита управления, следует предусматривать по месту кнопки опробования и выключатель безопасности.

Для электродвигателей, работающих в автоматическом режиме, необходимо предусматривать установку избирателя управления; рекомендуется также предусматривать сигнализацию их аварийного отключения.

Телеуправление — система, при которой управление несколькими электроприводами осуществляется по малопроводным линиям связи, число которых меньше общего числа управляемых приводов, для санитарно-технических систем телеуправление употребляется редко.

Блокировка электроприводов обеспечивает последовательность пуска и остановки взаимосвязанных механизмов и автоматический пуск ряда механизмов от общего пускового устройства.

Сигнализация состояния электропривода сообщает о включении и выключении электродвигателя или о направлении его вращения.

Аварийная сигнализация оповещает об остановке электродвигателя по причинам неисправности.

Рубильники и пакетные выключатели служат для ручного подключения электроприводов к сети напряжением не более 380 в при номинальном токе до 100 а.

Автоматы служат для ручного включения и автоматического защитного отключения электроприводов, т. е. выполняют функции включения (рубильник) и защиты (предохранители).

Магнитные пускатели, контакторы и станции управления — устройства, в которых включение и выключение силовых контактов, подключающих электроприводы к сети, осуществляется с помощью электромагнитов, управляемых дистанционно или автоматически. Пускатели отличаются от контакторов защитным кожухом и блок-контактами (не более четырех), применяемыми в схемах управления, а также тепловыми реле для защиты электродвигателей от перегрузок.

Кнопки управления служат для пуска и остановки двигателей путем замыкания и размыкания контактов цепей управления. Кнопки бывают одностифтовые (для опробования механизмов), двухстифтовые (для пуска и остановки электроприводов) и трехстифтовые (для реверса механизмов — вперед, стоп и назад).

Ключи управления представляют собой набор пакетов-переключателей, при помощи которых производятся различные операции в схемах управления.

Сигнальные лампы и световые табло — сигнализаторы с различными по цвету стеклами или с надписями, устанавливаемые на щитах.

Реле — электромагнитные устройства, служащие для автоматического замыкания и размыкания электрических цепей управления и автоматики при изменении тока или напряжения в цепи, питающей катушку реле. Тепловые реле защищают электродвигатели от перегрузки и отключают их при увеличении силы тока в цепи двигателя на 10—20% против номинальной. Реле времени имеют контакты, замыкающиеся или размыкающиеся через некоторое время — от доли секунды до нескольких минут.

Конечные и путевые выключатели служат для ограничения или сигнализации перемещения механизмов или их частей. Они замыкают или размыкают электрические контакты, участвующие в схемах управления.

20.8. ДИСПЕТЧЕРИЗАЦИЯ

Диспетчеризацию автоматизированных санитарно-технических систем рекомендуется предусматривать для

крупных промышленных предприятий и общественных зданий. На нее возлагаются централизованные управления работой систем, контроль наиболее характерных параметров и сигнализацию состояния систем и их аварийное отключение.

Диспетчеризация должна обеспечивать оперативность контроля и управления, полное или частичное сокращение дежурного персонала у оборудования и местных щитов автоматизации, экономию электроэнергии, холодо- и теплоносителя. Применение диспетчеризации, не дающей экономического эффекта, не допускается.

Диспетчеризацию санитарно-технических систем целесообразно объединять с диспетчеризацией технологических процессов, энергоснабжения и других служб.

Диспетчерскому персоналу необходимо обеспечить

дистанционное измерение основных параметров состояния воздуха в помещениях, а также параметров тепло- и холодоносителя. В ряде случаев желательна замена контроля сигнализацией предельных значений параметров или отклонения их от заданного значения.

Установка регистрирующих приборов на диспетчерском пункте должна быть предельно ограничена и выполнена при помощи малогабаритных приборов. Вспомогательные величины, как правило, следует регистрировать контрольно-измерительными приборами, установленными на местных щитах.

В целях сосредоточения в одном месте оперативно-го руководства всей сантехнической службой объекта на диспетчера возлагается руководство аварийно-ремонтной бригадой.

РАЗДЕЛ III

ПРОТИВОПОЖАРНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ

ГЛАВА 21

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

21.1. ОБЩИЕ ДАННЫЕ

По пожарной опасности технологических процессов все производства подразделяются (СНиП II-М.2-62) на пять категорий: А и Б — пожаро- и взрывоопасные производства; В — пожароопасные производства; Г и Д — производства, связанные с обработкой негорючих веществ в горячем и холодном состоянии.

Строительные материалы и конструкции по степени возгорания подразделяются на три группы: негорючие, трудногорючие и горючие.

Стальные, асбестоцементные, шлакобетонные, кирпичные и тому подобные воздуховоды и ограждения вентиляционных камер и шахт относятся к группе негорючих.

Воздуховоды, вентиляционные шахты и ограждения вентиляционных камер из дерева, с одной стороны оштукатуренные по минеральному войлоку, а с другой обитые листовой сталью также по войлоку, относятся к группе трудногорючих.

Незащищенные фанерные и деревянные воздуховоды и соответствующие конструкции из этих материалов относятся к группе горючих.

Для целей пожарной профилактики и уменьшения опасности взрывов и пожаров в цехах категории производств А, Б и В следует всегда предусматривать приточно-вытяжную вентиляцию. При отсутствии естественной вытяжки объем приточного воздуха принимается в размере 90—95% объема механической вытяжки.

В этих же помещениях независимо от принятой системы вентиляции необходимо также предусматривать вытяжку из верхней зоны в объеме не менее однократного обмена воздуха в час.

На случай возникновения пожара при пуске электродвигателя пожарного насоса¹ необходимо предусматривать возможность быстрого выключения всей приточно-вытяжной вентиляции и автоматическое отключение линий, питающих электродвигатели систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Выключение вентиляционных установок помещений категорий производств А, Б и В должно производиться централизованно. В одноэтажных и верхних этажах многоэтажных зданий вредные пары и газы (плот-

ностью 0,8 и менее по отношению к плотности воздуха) следует, как правило, удалять из верхней зоны за счет естественной вытяжки.

В помещениях, где отходами, основным сырьем или готовым продуктом является ацетилен, механическая вытяжка не допускается (как из верхней, так и из нижней зоны).

Не допускается также устройство местных отсосов с механической вытяжкой от оборудования и аппаратов, где возможно выделение ацетилена.

Воздуховоды, через которые удаляются газы с объемным весом 0,8 и менее по отношению к воздуху, должны быть по всей длине проложены с подъемом к вентилятору. Устройство каких-либо петель-опусков не допускается.

Эжекторное побуждение взамен вентиляторов в системах местной вытяжной вентиляции рекомендуется применять в следующих случаях:

- а) при выделении пыли, которая может взорваться не только от удара, но и от трения;
- б) при выделении большого количества взрывоопасных газов и паров (ацетилен, эфир и т. п.).

Вытяжные установки, обслуживающие местные отсосы в помещениях категорий производств А и Б, должны быть по возможности заблокированы с технологическим оборудованием, исключающим работу этого оборудования при выключенном вентиляторе.

Концентрация горючих паров и газов, а также взрывоопасной пыли в воздуховодах вытяжных и аспирационных систем и систем пневмотранспорта не должна превышать 50% нижнего предела их взрывания.

В производствах, в которых возможно выделение большого количества горючей или взрывоопасной пыли, рекомендуется наряду с аспирационными установками применять гидрообеспыливание, если это допускается условиями технологического процесса.

Гидрообеспыливание или увлажнение воздуха помещений не допускается применять в тех случаях, когда влага, соединяясь с пылью, образует взрывоопасные смеси или газы, например в рудомалках сернокислотных заводов, при производстве карбида кальция и т. п.

Помещения категорий производств Б и В, в которых происходит выделение больших количеств пыли, рекомендуется снабжать стационарными или передвижными пылесосными установками для систематического удаления пыли со стен, оборудования и т. п. (при наличии взрывоопасной пыли пылесосные установки должны быть выполнены во взрывозащищенном исполнении).

¹ Более подробно о выключении систем вентиляции см. «Правила и нормы техники безопасности и промышленной санитарии для проектирования и эксплуатации пожаро- и взрывоопасных производств химической и нефтехимической промышленности». «Недра», 1967.

В помещениях категорий производств А, Б и В, в которых технологический процесс может сопровождаться образованием большого количества статического электричества, на участках, где имеется наибольшее количество трущихся элементов, следует поддерживать относительную влажность в пределах 75% (абсолютное содержание влаги воздуха не менее 9—9,5 г/м³).

В подстанциях, распределительных устройствах и распределительных пунктах при их пристройке к взрывоопасным компрессорным и насосным с сжиженным газам, а также к помещениям с горючими газами с удельным весом более 0,8 по отношению к воздуху должен быть предусмотрен гарантированный подпор воздуха не менее 5 кг/м² при кратности обмена не менее 5. Забор воздуха для подпора должен быть самостоятельным с отметки не менее 20 м от уровня земли и осуществляться из тех мест, где исключено образование взрывоопасных концентраций.

В помещениях категорий производств А и Б следует (согласно § 24—26 «Правил защиты от статического электричества в производствах химической промышленности») заземлять оборудование и трубопроводы, расположенные в цехе, а в наружных установках — на эстакадах и в каналах. Эти установки должны представлять на всем протяжении непрерывную цепь и присоединяться к заземляющим устройствам.

Фланцевые соединения трубопроводов и аппаратов, соединения корпусов аппаратов с крышкой и соединения на разбортовке имеют достаточную электрическую проводимость и не требуют установки специальных шунтирующих перемычек.

Для того чтобы обеспечить непрерывность электрической цепи, рекомендуется тщательная зачистка не менее двух болтов и прокладка луженых шайб под головками и гайками болтов с зачисткой мест соприкосновения, причем каждая система аппаратов и трубопроводов, отвечающая вышеприведенным требованиям, должна быть в пределах цеха заземлена не менее чем в двух местах.

21.2. АВАРИЙНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

В помещениях категорий производств А и Б, в которых возможно выделение больших количеств взрывоопасных или ядовитых паров и газов, должна предусматриваться аварийная вытяжная вентиляция.

Объем аварийной вытяжной вентиляции, кроме помещений насосных, принимается равным не менее 8 обменов воздуха в час по полному внутреннему объему помещения с учетом постоянно действующей механической вытяжной вентиляции (общеобменной и местной). В насосных восьмикратный воздухообмен аварийной вентиляции проектируется дополнительно к постоянно действующей механической вытяжной вентиляции (общеобменной и местной).

Возможность выделения большого количества взрывоопасных паров или газов, необходимость устройства аварийной вентиляции с кратностью воздухообмена более указанной устанавливается технологической частью проекта.

В помещениях категорий производств Б аварийная вентиляция может не устраиваться там, где основной вредностью является пыль независимо от ее токсичности и взрываемости.

Аварийную вытяжную вентиляцию следует предусматривать из зон наибольшего скопления газов; для

тяжелых газов — из нижней зоны помещения. При размещении в этих случаях вентиляторов в окнах на высоте более 1,5 м от пола необходимо предусматривать специальные опуски. Аварийная вытяжная вентиляция механическим притоком не компенсируется; при ее работе допускается временное охлаждение помещения. Приток предусматривается через оконные и дверные проемы.

В тех случаях, когда состав взрывоопасных газов и паров не допускает пропуск их через вентиляторы, следует предусматривать аварийную приточную вентиляцию (без подогрева). В качестве вентиляторов (для аварийной вентиляции) рекомендуется применять преимущественно осевые вентиляторы во взрывобезопасном исполнении с электродвигателями во взрывозащищенном исполнении.

При наличии только токсичных газов допускается применять вентиляторы и электродвигатели в обычном исполнении.

Выброс воздуха от установок аварийной вентиляции допускается делать на уровне установки осевых вентиляторов независимо от этажности здания, однако не ближе 20 м от возможных источников воспламенения (огневых печей, дымовых труб и т. п.). Выброс взрывоопасных смесей не должен производиться в непроветриваемые участки заводской территории.

Если со стороны здания, где установлены вентиляторы, имеются открытые производственные площадки (этажерки), примыкающие непосредственно к цеху, выброс воздуха от установок аварийной вентиляции следует производить выше обслуживаемых площадок.

Аварийная вентиляция должна быть заблокирована с сигнализирующими устройствами и автоматически включаться в работу от этих устройств.

Кроме автоматического включения аварийной вентиляции необходимо предусматривать также и ручное включение, пусковые устройства которого следует располагать у одной из основных входных дверей снаружи помещения.

При наличии в цехах производств категорий А и Б только одного постоянно действующего вытяжного вентилятора и отсутствии при этом аварийной вентиляции или при ее производительности, меньшей, чем постоянно действующая установка, необходимо установить резервный вентилятор, заблокированный с рабочим.

21.3. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ КАМЕРЫ И ТАМБУРЫ-ШЛЮЗЫ

Вентиляционное оборудование приточных и вытяжных установок общеобменной вентиляции (в том числе и кондиционеры) следует располагать в выгороженных помещениях (так называемых специальных вентиляционных камерах) в следующих случаях:

а) при обслуживании помещений категорий производств А и Б;

б) при обслуживании категорий производств В, если производительность вентиляционной установки более 50 000 м³/ч или установлены центральные кондиционеры;

в) при размещении установок на чердаках или в подвалах общего назначения, а также в складских помещениях со сгораемыми товарами или несгораемыми товарами в сгораемой упаковке. В отдельных случаях при соответствующих обоснованиях для случаев, указанных в пунктах «б» и «в», вентиляционных камер можно не делать.

Использование вентиляционных камер, обслуживающих взрывоопасные и пожароопасные помещения, для каких-либо других целей, кроме своего прямого назначения, недопустимо.

Вентиляционное оборудование систем аварийной вентиляции и вытяжных систем, обслуживающих местные отсосы, допускается устанавливать непосредственно в помещениях производств категорий А и Б при условии установки электродвигателей на одной оси с вентилятором и применении вентиляционного оборудования во взрывозащищенном исполнении соответствующего класса помещения.

Вытяжные установки, удаляющие воздух относительно влажностью 70%, целесообразно размещать вне здания (на кровле открытых площадок и т. п.). В этом случае, а также при установке крышных вентиляторов на кровле устройство вентиляционных камер не требуется.

Не допускается устанавливать в одной вентиляционной камере вентиляторы приточных или вытяжных установок, обслуживающие помещения, разделенные противопожарными преградами; вентиляторы вытяжных установок, обслуживающие производства категорий А и Б, совместно с вентиляторами, обслуживающими невзрывоопасные помещения; вентиляторы вытяжных установок, обслуживающие помещения производств категории А, совместно с вентиляторами, обслуживающими помещения производств категорий Б.

Вентиляторы приточных установок, обслуживающие производственные помещения с различной степенью пожароопасности, допускается устанавливать в одной общей вентиляционной камере при установке на подающих линиях автоматических обратных клапанов.

Вентиляционные камеры выполняются:

для зданий I и II степеней огнестойкости — из негорючих материалов с пределом огнестойкости не менее 1 ч;

для зданий III, IV и V степеней огнестойкости — из труднотгораемых материалов с пределом огнестойкости 0,75 ч.

С точки зрения пожарной опасности помещения изолированных вентиляционных камер, обслуживающих взрывоопасные цехи, следует принимать: при установке вытяжных вентиляторов — на один класс ниже класса обслуживаемого помещения; при установке приточных вентиляторов — как невзрывоопасные помещения.

Класс производственных помещений с точки зрения требований, предъявляемых к электрооборудованию, устанавливается согласно «Правилам устройства электроустановок» (ПУЭ).

Вентиляционные камеры рекомендуется располагать в помещениях, легко доступных и достаточно свободных для проведения работ по ремонту, монтажу, демонтажу и наблюдению за установками.

Выходы из вентиляционных камер с приточными вентиляторами, обслуживающие помещения производств категорий А и Б, должны предусматриваться наружу, в лестничные клетки или коридор. Допускается устройство выходов в помещения производств категорий Г и Д.

Выходы из вентиляционных камер с вытяжными вентиляторами, обслуживающие помещения производств категорий А и Б, должны предусматриваться непосредственно наружу или через тамбур-шлюз в лестничную клетку и коридор.

Допускается устройство выходов из вентиляционных камер площадью до 100 м² непосредственно в обслуживаемые ими помещения (категории А и Б) при условии установки (в камерах и обслуживаемых поме-

щениях) однотипного по взрывозащищенности оборудования и устройства дистанционного выключения вентиляционных установок, располагаемых в камерах.

В вентиляционных камерах, обслуживающих производства категорий А и Б, необходимо предусматривать естественную вытяжку в объеме не менее однократного обмена воздуха в час, а в камерах с приточными вентиляторами, кроме того, приток в объеме не менее 2—3 обменов воздуха в час.

Подача воздуха в вентиляционные камеры может осуществляться от приточных установок, обслуживающих тамбуры-шлюзы; от ближайших приточных установок, обслуживающих производства категорий В, Г и Д; от специальных приточных установок, а при конструктивных затруднениях — непосредственно от вентиляторов приточных установок, располагаемых в этих камерах.

В тамбурах-шлюзах производств категорий А и Б необходимо предусматривать подачу приточного воздуха в объеме не менее 5 обменов в час, но не менее 200 м³/ч.

Подача воздуха в тамбуры-шлюзы может осуществляться от специальной приточной установки с резервным вентилятором; от любых приточных установок, в том числе и обслуживающих помещения производств категорий А и Б, связанных с этим тамбур-шлюзом, если эти установки работают также в летний период года.

Для соблюдения гарантированного подпора в тамбурах-шлюзах воздух необходимо подавать не менее чем от двух приточных установок, не имеющих резервных вентиляторов, или от одной приточной установки, имеющей резервный вентилятор.

21.4. УСЛОВИЯ ОБЪЕДИНЕНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Помещения, выделенные противопожарными преградами (стенами и перекрытиями), должны иметь самостоятельные установки вентиляции и кондиционирования воздуха.

Установки вентиляции и кондиционирования воздуха, обслуживающие помещения производств категорий А и Б, не допускается объединять между собой и с установками, обслуживающими помещения производств категорий В, Г и Д.

В многоэтажных производственных зданиях следует:

а) вытяжные установки (вентиляторы и воздуховоды) для производств категорий А, Б и В предусматривать самостоятельными для отдельных помещений каждого этажа;

б) воздуховоды приточных установок, обслуживающие помещения производств категорий А, Б, В, по возможности следует предусматривать самостоятельными для каждого этажа.

Приточные воздуховоды из отдельных этажей допускается объединять в одну магистраль только перед вентилятором при условии установки в ответвлениях к каждому этажу автоматических обратных клапанов и размещения вентиляторов в вентиляционных камерах.

Этажи с междуэтажными перекрытиями, в которых имеются проемы для технологических нужд площадью более 20% площади пола, следует рассматривать как один общий этаж.

Таблица 21.1

Огне-взрывоопасные вещества, которые не допускается объединять в вытяжных воздуховодах систем вентиляции при местной вытяжке

Группа	Вещества	Вещества данной группы не допускается объединять с веществами групп
II	Вещества, способные к образованию взрывчатых смесей: калий азотнокислый, кальций азотнокислый, натрий азотнокислый, барий азотнокислый, перхлорат калия, бертолетова соль и пр.	IIIa, IIIб, IIIв, IV, Va, Vб, VI, VII, VIII
III	Сжатые и сжиженные газы: а) горючие и взрывоопасные газы: ацетилен, водород, блаугаз, метан, аммиак, сероводород, хлорметил, окись этилена, бутилен, бутан, пропан и др. б) инертные и негорючие газы: аргон, гелий, неон, азот, углекислый газ, сернистый ангидрид и др. в) газы, поддерживающие горение: кислород и воздух в сжатом и жидком состоянии и др.	II, IIIa, IV, Va, Vб, VI, VII, VIII II, IV, Va, Vб, VI, VII, VIII II, IIIa, IV, Va, Vб, VI, VII, VIII
IV	Самовозгорающиеся и самовоспламеняющиеся от воды и воздуха вещества: калий, натрий, кальций, карбид кальция, кальций фосфористый, натрий фосфористый, цинковая пыль, перекись бария, перекись натрия, алюминиевая пудра и пыль, никелевый катализатор типа репей и др., фосфор белый или желтый и др.	II, IIIa, IIIб, IIIв, Va, Vб, VI, VII, VIII
V	Легковоспламеняющиеся вещества: а) жидкости: бензин, бензол, сероуглерод, ацетон, скипидар, толуол, ксилол, анилацетат, легкие серые нефти, лигроин, керосин, алкоголи (спирты), этилы, эфир и др. б) твердые вещества: целлулоид, фосфор красный, нафталин, спички зажигательные и др.	II, IIIa, IIIб, IIIв, IV, Va, VI, VII, VIII II, IIIa, IIIб, IIIв, IV, Va, Vб, VI, VII, VIII
VI	Отравляющие и сильно действующие ядовитые вещества: хлор, хлорпикрин, фосген, мышьяковистый ангидрид, синильная кислота и др.	II, IIIa, IIIб, IIIв, IV, Va, Vб, VI, VII, VIII
VII	Вещества, которые могут вызвать воспламенение: бром, азотная и серная кислоты, урановый ангидрид, калий марганцевокислый и др.	II, IIIa, IIIб, IIIв, IV, Va, Vб, V I, VIII
VIII	Легкогорючие вещества: хлопок, сено, вата, джут, пензка, сера, торф, несвежеобожженный уголь, древесина, сажа растительная и животная и др.	II, IIIa, IIIб, IIIв, IV, Va, Vб, VI, VII

При пересечении воздуховодами междуэтажных перекрытий помещений категорий А и Б следует участки воздуховодов, проходящих транзитом из одного этажа в другой, выполнять из несгораемых материалов, предел огнестойкости которых должен удовлетворять требованиям, предъявляемым к перекрытиям для зданий данной степени огнестойкости. Транзитные участки воздуховодов по всей длине не должны иметь отверстий для забора и выпуска воздуха и быть достаточно огнестойкими.

При выполнении этих условий пересечение перекрытий допускается производить без огнезадерживающих устройств.

Воздуховоды вытяжных и приточных установок категорий Г и Д можно объединять в каждом этаже в общие магистрали при условии, если они выполнены из несгораемых материалов.

Допускается в пределах одной вентиляционной камеры объединять в одну установку воздуховоды, обслуживающие: помещения одинаковой категории пожарной опасности (например А с А, Б с Б и т. д.), если эти помещения расположены в разных этажах, но в междуэтажных перекрытиях имеются проемы площадью более 20% площади пола; смежные помещения, разделенные стенами с защищенными проемами, если они по степени пожарной опасности относятся к одной категории производств, и площади всех объединяемых помещений не более 1000 м².

Запрещается объединять отсосы от технологического оборудования в одну вытяжную установку, когда в отсасываемом воздухе содержатся:

а) газы, пары и пыль, химическое соединение или механическая смесь которых сопровождается повышением температуры и может вызвать вспышку, возгорание или взрыв (например, смесь пыли карбида кальция с водяными парами, алюминиевой пудры с водяными парами, хлора с водяными парами, хлора с водородом и т. п.);

б) вещества, которые могут вступить во взаимодействие друг с другом (цианистые соединения и хлорпикрин, хлор и аммиак и т. п.) и образовать взрывоопасную смесь (табл. 21.1).

В вспомогательных зданиях с числом этажей более 5 допускается устройство общего сборного вертикального вытяжного канала при условии включения в него поэтажных вертикальных каналов под потолком каждого следующего за ним этажа. Допускается также объединение общих сборных вертикальных вытяжных каналов из каждых 4—5 этажей в один магистральный канал.

Удаление дыма и продуктов горения из отдельных изолированных помещений, расположенных во вспомогательных зданиях (например, кинобудка, отдельные лаборатории и т. п.), если в них содержатся легковоспламеняющиеся вещества, должно производиться самостоятельными вытяжными установками.

ГЛАВА 22

ОБОРУДОВАНИЕ И МАТЕРИАЛЫ

22.1. ТИПЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ И ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Электродвигатели к вентиляторам вытяжных установок, обслуживающие помещения классов В-I, В-II,

В-Ia и В-IIa, должны приниматься во взрывобезопасном исполнении.

При выборе типа электродвигателей к вентиляторам, обслуживающим взрывоопасные и пожароопасные помещения, следует руководствоваться «Правилами

устройства электроустановок» (ПУЭ) главы VII-3 «Электрооборудование взрывоопасных установок» и VII-4 «Электрооборудование пожароопасных установок».

Класс взрывоопасности помещений и типы электродвигателей для вентиляционных установок определяются совместно организациями, проектирующими и эксплуатирующими технологические и электротехнические части проекта.

Электродвигатели во взрывоопасных помещениях рекомендуется применять с короткозамкнутым ротором на одной оси с вентиляторами. Вентиляторы, соединенные с электродвигателями на клиновых ремнях, допускается устанавливать только в камерах. В случае применения клиноременной передачи количество ремней должно быть не менее 4.

При выборе типа электродвигателя для вентиляционных установок следует:

а) электродвигатели к вентиляторам местных вытяжных установок и установок аварийной вентиляции, располагаемых непосредственно в пожаро- и взрывоопасных помещениях класса В-I, В-II и В-Ia, принимать того же типа, как и электродвигатели (устанавливаемые в данном помещении), к технологическому оборудованию;

б) электродвигатели к вентиляторам для местной и общеобменной вентиляции помещений классов В-I, В-II и В-Ia при установке их в венткамерах или снаружи здания принимать во взрывозащищенном исполнении в соответствии с классом и средой обслуживаемых помещений;

в) электродвигатели к вентиляторам, обслуживающим взрывоопасные помещения классов В-IIa, принимать в закрытом исполнении (любого типа), а обслуживающие помещения класса В-Iб — в защищенном или брызгозащищенном исполнении;

г) электродвигатели к вентиляторам, устанавливаемым в пожароопасных помещениях класса П-I и П-II, применять в закрытом исполнении, а в помещениях класса П-IIa допускается применять в защищенном исполнении. В помещениях класса П-I, где применяются горючие жидкости, электродвигатели в закрытом исполнении могут быть заменены на электродвигатели в защищенном исполнении, если при этом не будет происходить разрушение изоляции электродвигателей.

Электродвигатели приточных установок, размещаемые в вентиляционных камерах, обслуживающие взрывоопасные помещения, следует применять в нормальном (невзрывозащищенном) исполнении при условии установки на подающих участках воздуховодов самозакрывающихся (обратных) клапанов, отключающих (изолирующих) приточные установки от обслуживаемых ими взрывоопасных помещений при прекращении подачи воздуха. Самозакрывающиеся (обратные) клапаны рекомендуется устанавливать в пределах вентиляционной камеры.

Конструкция самозакрывающихся клапанов должна исключать возможность попадания газовой смеси в камеру при остановке вентилятора.

Электродвигатели к вентиляторам, устанавливаемые во взрывоопасных помещениях, допускается применять в нормальном исполнении при условии выноса их в специальное помещение, которое должно быть отделено от взрывоопасных помещений глухой несгораемой стеной и иметь самостоятельные выходы наружу или в лестничную клетку, не связанную с взрывоопасными помещениями.

Привод от электродвигателя к вентилятору осуществ-

ляется с помощью вала, пропускаемого через стенку с установкой сальникового уплотнения.

Специальное помещение для электродвигателей должно быть обеспечено вентиляцией по аналогии с вентиляционными камерами.

Оборудование приточных установок, располагаемых в вентиляционных камерах, должно применяться во взрывозащищенном исполнении в тех случаях, когда они пристраиваются к помещениям, на покрытии которых или над самими камерами размещаются аппараты и емкости, содержащие взрывоопасные вещества.

22.2. ВОЗДУХОВОДЫ, ФИЛЬТРЫ, ОГНЕЗАДЕРЖИВАЮЩИЕ И ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ

Воздуховоды взрыво- и пожароопасных помещений, а также вентиляционных и аспирационных систем, через которые транспортируются воздух или газы с температурой выше 80°С, легковоспламеняющиеся или взрывоопасные газы, пары и пыль, древесные опилки, стружки, шерсть, хлопок и тому подобные пожароопасные отходы, должны выполняться из несгораемых материалов.

Во всех остальных случаях воздуховоды могут выполняться из трудносгораемых материалов.

В помещениях производств категорий А и Б, имеющих агрессивную среду, допускается применение воздуховодов из винипласта или других подобных материалов, когда эти воздуховоды прокладываются только в одном помещении, имеющем непосредственное примыкание к вентиляционной камере, и если эти воздуховоды не пересекают перекрытий и противопожарных стен.

Воздуховоды вытяжных систем производств категорий А, Б и В должны изготавливаться преимущественно круглого сечения.

Пайка вытяжных воздуховодов, предназначенных для удаления воздуха или дыма, температурой выше 80° (дымососные установки, отсосы от горнов, печей и т. п.) не допускается.

Устройство подпольных каналов в помещениях производств категорий А и Б не допускается, так как они могут служить местом скопления взрывоопасных и токсичных газов.

В виде исключения допускается устройство приточных подпольных каналов только для продувки электродвигателей, при этом каналы должны быть обеспечены гарантированной непрерывно действующей приточной вентиляцией.

Вытяжные воздуховоды в помещениях производств категорий А и Б должны быть расположены в местах, доступных для наблюдения. Кроме того, воздуховоды, по которым транспортируется взрывоопасная или сгораемая пыль, должны иметь устройства для периодической очистки (люки, разборные соединения и т. д.).

Воздуховоды, обслуживающие помещения производств категорий А и Б, как правило, не следует прокладывать через помещения другой категории пожарной опасности. В случае необходимости такой прокладки воздуховоды должны быть герметичными (на сварке или с пропайкой швов) без разъемных соединений и заключены в железобетонный короб или оштукатурены цементным раствором толщиной не менее 25 мм по металлической сетке по всей длине прохождения воздуховода через другое помещение.

При пропуске воздуховодов, обслуживающих производства категорий В через вспомогательные помещения, на участке воздуховодов, проложенных по этим помещениям, распространяются приведенные выше указания.

Расстояние между вытяжными воздуховодами, температура стенок которых выше 80°C , и воздуховодами, перемещающими взрывоопасные и легковоспламеняющиеся газы, пары и пыль, должно быть не менее 1 м. Воздуховоды, по которым перемещаются взрывоопасные и легковоспламеняющиеся газы или пары с низкой температурой, должны быть расположены под воздуховодами, транспортирующими смеси более высокой температуры.

Отверстия для забора или выброса воздуха должны быть расположены в местах, исключающих возможность попадания в них искр.

Выброс воздуха температурой выше 80°C под карнизами крыш и кровель не допускается.

В помещениях производств категорий Б следует применять только мокрые фильтры или пылеотделители с непрерывным автоматическим удалением пыли. Конструкция фильтра должна исключать возможность искрообразования (при производительности установок до $15\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ допускается периодическое удаление пыли ручным способом).

Циклоны для осаждения горючих и взрывоопасных пылей или отходов производств категорий Б следует располагать на расстоянии не менее 10 м от здания. Циклоны и подставки под них должны выполняться из металла.

Циклоны для осаждения горючих отходов производств категорий В допускается располагать непосредственно у здания, которое они обслуживают. В этом случае по всей высоте здания на участках, где расположены циклоны, на расстоянии не менее 2 м от граней циклонов не должно быть оконных проемов. В противном случае проемы снабжают двойными рамами с металлическими переплетами и остеклением из армированного стекла или стеклоблоков.

Все переключающие и регулирующие приспособления (клапаны, задвижки и т. п.) в вытяжных установках производств категорий А и Б должны выполняться из материалов и в конструкциях, не допускающих искрообразования.

При перемещении вытяжными установками агрессивных газов и паров огнеудерживающие устройства должны быть в антикоррозионном исполнении или иметь соответствующую антикоррозионную защиту.

Пересечение воздуховодами противопожарных стен, как правило, не допускается.

В случае пересечения воздуховодами противопожарных стен в этих местах должны устанавливаться огнезадерживающие клапаны, а воздуховоды в этих местах выполнены из негорючих материалов.

Приточные установки, размещаемые в вентиляционных камерах, обслуживающие помещения производств категорий А и Б, должны быть снабжены автоматическими обратными клапанами, устанавливаемыми на нагнетательном воздуховоде в пределах камеры.

Чертежи автоматических огнезадерживающих и обратных клапанов во взрывобезопасном исполнении разработаны институтом Госхимпроект и выпущены Центральным институтом типовых проектов.

Помещения производств категорий А и Б, где применяются продукты, для которых разработаны и выпускаются промышленностью газоанализаторы или сигнализаторы горючих газов, должны быть обеспечены ими с устройством световой и звуковой сигнализации, оповещающей о наличии в помещении концентраций взрывоопасных веществ и о нарушениях работы приточно-вытяжных систем.

Сигнализирующие устройства должны быть заблокированы с установками аварийной вентиляции, которые должны автоматически включаться в работу от этих устройств.

ФИЛЬТРЫ И ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

1. Унифицированные ячейковые фильтры типа Фя Крюковского вентиляторного завода (рис IV.1, табл IV.1) включают
масляные фильтры типа ФяР с заполнением из гофрированных сегок по ГОСТ 3826—47;

фильтры ФяВ с заполнением из гофрированной винипластовой сетки по ТУ МХП 2023—49,
фильтры ФяП с заполнением обработанным пенополиуретаном по СТУ ХП 598—63;

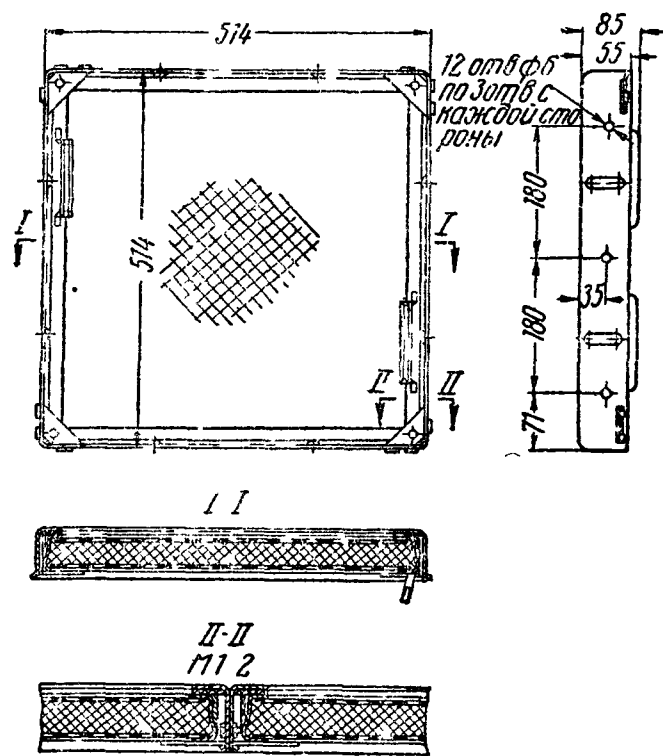


Рис IV 1. Ячейка унифицированного фильтра типа Фя

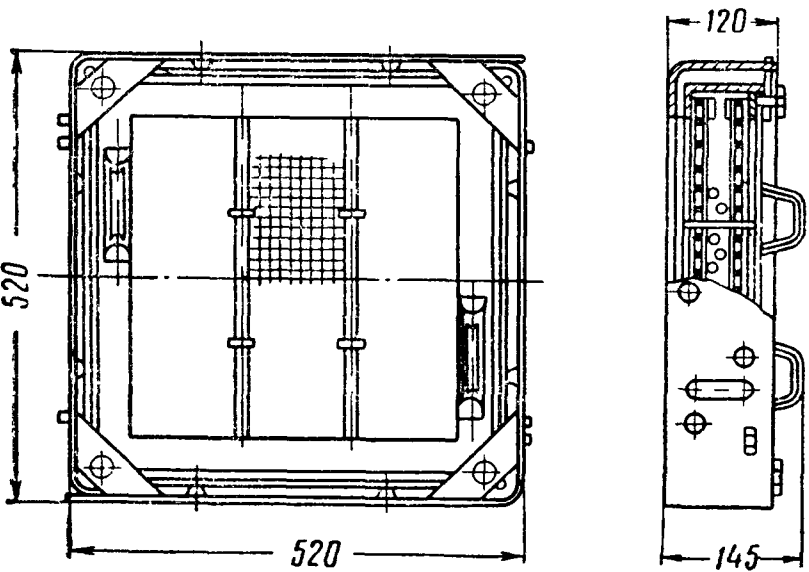


Рис. IV 2 Ячейка масляного фильтра с керамическими кольцами Рашига

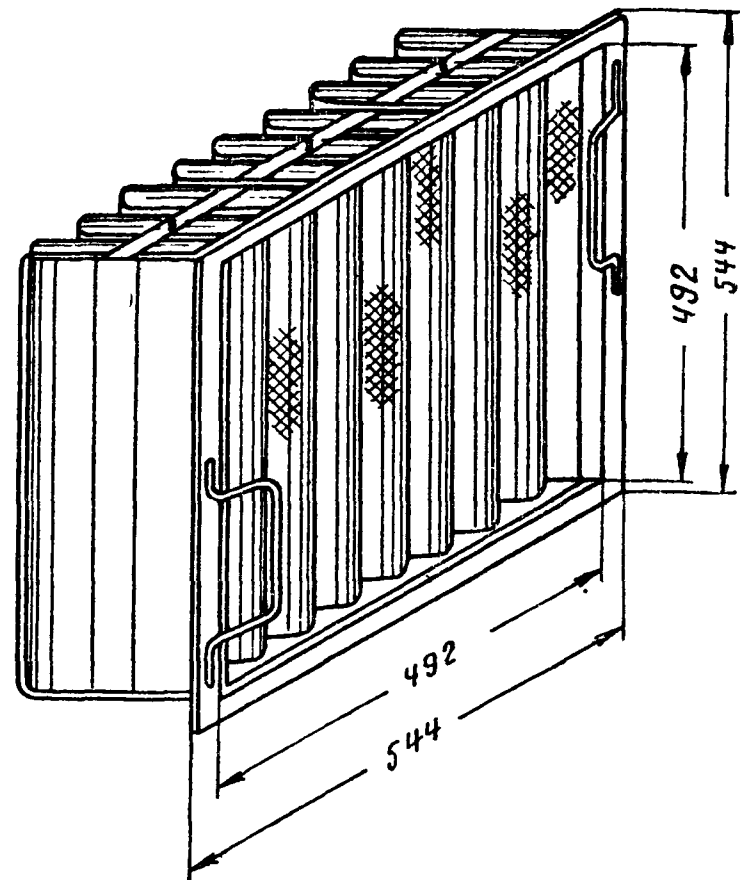
фильтры ФяУ с заполнением фильтрующим материалом ФСВУ из упругого стекловолокна
2. Ячейковые масляные фильтры Горьковского механического завода с заполнением из керамических колец Рашига (рис. IV.2).

Таблица IV 1

Технические данные фильтров типа Фя				
Показатели	ФяР	ФяВ	ФяП	ФяУ
Фильтрующий материал	Стальная сетка	Сетка из винипласта	Пенополиуретан	Стекловолокно ФСВУ
Площадь рабочего сечения фильтра в м²	0,22	0,22	0,22	0,22
Пропускная способность (при удельной воздушной нагрузке 7000 м³/ч · м²) в м³/ч	1540	1540	1540	1540
Начальное сопротивление фильтра в кг/м²	4	5	6	3
Пылеемкость для ФяР, ФяП и ФяВ (при увеличении сопротивления вдвое) и для ФяУ (при увеличении сопротивления от 3 до 4 кг/м²) в г/м³	1500	2000	200	300
Эффективность очистки (по методу НИИСТ) в %	До 80	До 80	До 80	До 80
Вес в кг	7,9	4,3	3,3	3

Техническая характеристика ячейковых фильтров с керамическими кольцами Рашига

Рабочая поверхность ячейки	0,3 м ²
Пропускная способность ячейки по воздуху	1000 м ³ /ч
Начальное сопротивление	8 кг/м ²
Пылеемкость при увеличении сопротивления вдвое	2000 г/м ²
Эффективность очистки воздуха от пыли (по методике НИИСТ)	до 80%
Вес одной ячейки	29,4 кг



3. Складчатые ячейковые бумажные фильтры типа К53 (рис. IV.3, табл. IV.2).

4. Складчатые волокнистые фильтры типа ЛАИК (ФяЛ) Серпуховского механического завода (рис. IV.4).

Техническая характеристика фильтров ЛАИК (ФяЛ)

Площадь рабочего сечения	0,33 м ²
Фильтрующая поверхность	16 м ²
Пропускная способность (при удельной воздушной нагрузке 125 м ³ /ч · м ²)	2000 м ³ /ч
Эффективность очистки (по методике НИИСТ)	100%
Начальное сопротивление	10 кг/м ²
Пылеемкость ячейки фильтра при увеличении сопротивления вдвое на м ² рабочего сечения	480 г
Вес	43,7 кг

5. Рулонные фильтры типа ФРУ Симферопольского завода (рис. IV.5, IV.6 и табл. IV.3, IV.4).

6. Рулонные фильтры типа ФРП Серпуховского механического завода (рис. IV.7, IV.8, табл. IV.5, IV.6).

8. Воздушные электрофильтры типа ФЭ Серпуховского механического завода (рис. IV.9, табл. IV.7—IV.8).

9. Воздушные электрофильтры типа ЭФ-2 Казанского завода медаппаратуры (рис. IV.10).

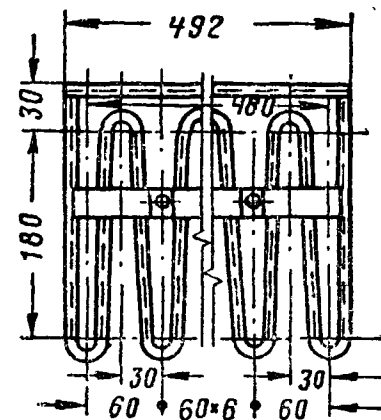


Рис. IV.3. Складчатый ячейковый бумажный фильтр типа К53

Таблица IV.2

Технические данные бумажных фильтров К53

Фильтрующий материал	Производительность 1 кассеты в м ³ /ч	Наружная поверхность фильтрующего слоя в м ²	Начальное пылесодержание в мг/м ³	Сопротивление в кг/м ²					
				10			15		
				пылеемкость в г/м ²	срок службы в ч	эффективность в %	пылеемкость в г/м ²	срок службы в ч	эффективность в %
6 слоев алигнина и 2 слоя шелковки ¹	1140	1,9	$\frac{1}{3}$	80	216 72	95—96	130	216 72	94—95
6 слоев алигнина ²	1400	1,9	$\frac{1}{3}$	160	270 90	86—87	215	360 120	84—86

¹ Показатели эффективности фильтров К53 приводятся по данным ВЦНИОТ при работе фильтра на атмосферном воздухе.

² То же, на специально приготовленной пыли с содержанием частиц размером менее 5 мк — 60%, от 5 до 10 мк — 40%.

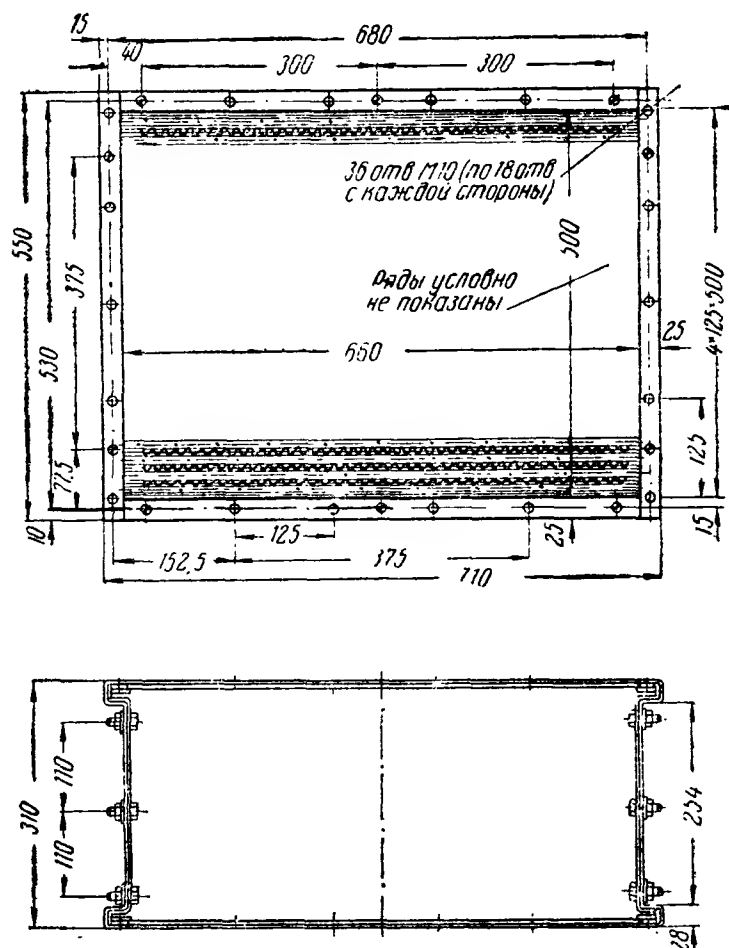


Рис. IV.4. Складчатый волокнистый фильтр типа ЛАИК (ФяЛ)

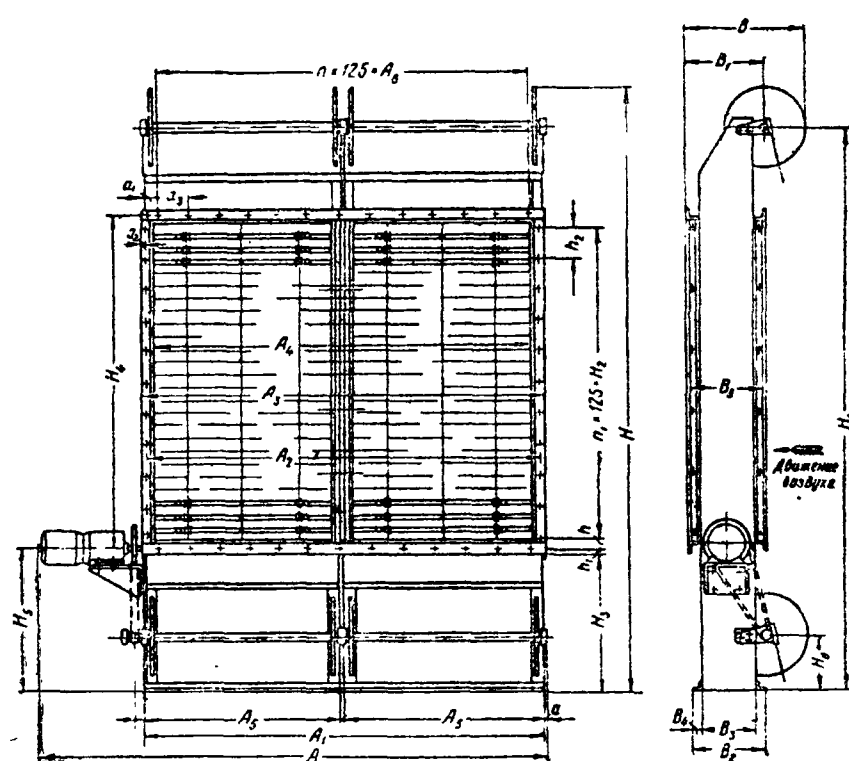


Рис. IV.5. Фильтры рулонные Ф2РУ7 и Ф4РУ4

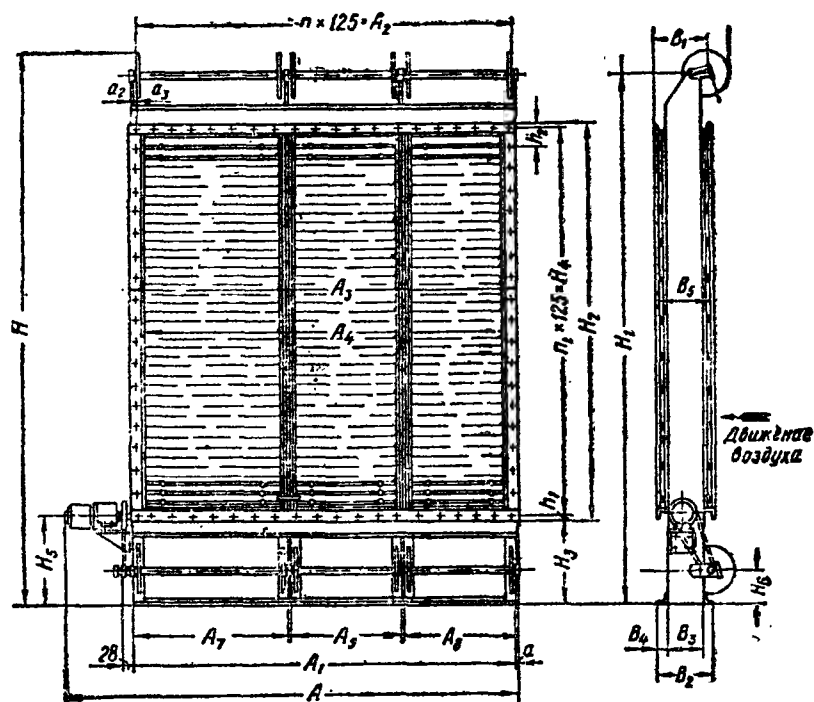


Рис. IV.6. Фильтры рулонные Ф6РУ6; Ф8РУ2, Ф12РУ1

Т а б л и ц а IV.3

Т а б л и ц а IV.4

Тип фильтра	№ ри- сунка	Размеры в мм															
		A	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈	a	a ₁	a ₂	a ₃	B	B ₁	B ₂
Ф2РУ7 Ф4РУ4	IV.5	2044 2545	1601 2101	1580 2090	1609 2120	1521 2021	800 1050	1500 2000	— —	— —	15 15	40 45	14,5 14,5	125 125	464 464	304 304	300 300
Ф6РУ6 Ф8РУ2 Ф12РУ1	IV.6	3095 3595 3595	2652 3152 3152	2625 3125 3125	2660 3160 3160	2572 3072 3072	800 — —	— — —	1050 1050 1050	800 1050 1050	15 15 15	— — —	17,5 17 17	125 125 125	464 464 464	304 304 304	300 300 300

Продолжение табл. IV.4

Тип фильтра	№ ри- сунка	Размеры в мм														Количество отверстий	
		B_3	B_4	B_5	H	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	H_6	H_7	h	h_1	h_2	n	n_1
Ф2РУ7 Ф4РУ4	IV.5	220 220	40 40	308 308	2433 2930	2273 2770	1250 1750	560 560	1344 1844	584 587	223 226	— —	47 47	16 16	125 125	12 16	10 14
Ф6РУ6 Ф8РУ2 Ф12РУ1	IV.6	220 220 220	40 40 40	308 308 308	3700 3700 5090	3305 3305 4712	— — —	560 560 560	2625 2625 4000	597 597 581	236 236 220	2657 2657 4032	— — —	16 16 16	125 125 125	21 25 25	21 21 32

Таблица IV.5

Технические данные фильтров ФРП

Показатели	Тип фильтра				
	Ф2РП1	Ф4РП4	Ф6РП6	Ф8РП2	Ф12РП1
Пропускная спо- собность в $м^3/ч$. . .	20 000	40 000	60 000	80 000	120 000
Сопротивление фильтра при удель- ной воздушной на- грузке 10 000 $м^3/ч \cdot м^2$ в $кг/м^2$	10—12	10—12	10—12	10—12	10—12
Площадь рабочего сечения в $м^2$	2	4	6	7,9	12
Вид фильтрующе- го материала	ФВН	ФВН	ФВН	ФВН	ФВН
Пылеемкость при увеличении сопротив- ления в 2 раза в $г/м^2$	До 130	До 130	До 130	До 130	До 130
Мощность электро- двигателя в $вт$	270	270	270	270	270
Количество секций по фронту фильтра: ширина 800 мм	2	—	2	—	—
> 1050 мм	—	2	1	3	3
Ширина фильтрую- щего материала в ру- лоне в мм	770	1020	770 и 1020	1020	1020
Длина материала в рулоне в м	100	100	100	100	100
Количество кату- шек в шт.	4	4	6	6	6
Вес фильтра в кг	406	—	597	—	—
Необходимый рас- ход воздуха через отрабатывающее уст- ройство в $м^3/ч$	700	920	1150	1380	1380
Эффективность при очистке воздуха волокни- стыми материалами в %	95—96	95—96	95—96	95—96	95—96

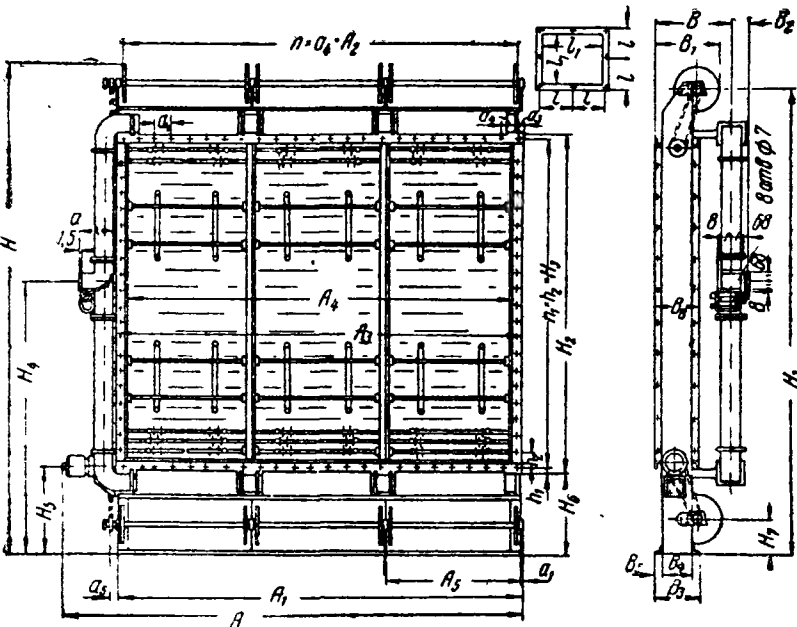


Рис. IV.8. Фильтры рулонные Ф6РП6, Ф8РП2, Ф12РП1

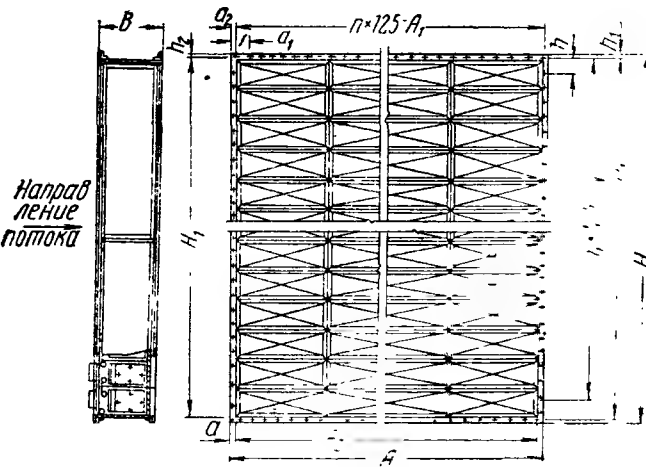


Рис. IV.9. Электрофильтры типа Ф131, Ф332, Ф533, Ф834, Ф1035, Ф1436, Ф1837

Таблица IV.6

Конструктивные размеры рулонных фильтров ФРП (рис. IV.7, IV.8)

Тип фильтра	№ рисунка	Размеры в мм																	
		A	A	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	a	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	a ₅	B	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄
Ф2РП7 Ф4РП4	IV.7	2044 2545	1616 2101	1580 2090	1609 2120	1521 2021	800 1050	1500 2000	295 295	15 15	40 45	14,5 14,5	125 125	28 28	516 516	464 464	100 100	300 300	220 220
Ф6РП6 Ф8РП2 Ф12РП1	IV.8	3095 3595 3595	2652 3152 3152	2625 3125 3125	2660 3160 3160	2572 3072 3072	800 1050 1050	— — —	295 295 295	15 15 15	— — —	17,5 17 17	125 125 125	28 28 28	516 516 516	464 464 464	100 100 100	300 300 300	220 220 220

Продолжение табл. IV.6

Тип фильтра	№ рисунка	Размеры в мм																Количество отверстий	
		B ₆	B ₆	H	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	H ₆	H ₇	H ₈	h	h ₁	h ₂	e	e ₁		
																		n	n ₁
Ф2РП7 Ф4РП4	IV.7	40 40	308 308	2433 2930	2273 2770	— —	1391 1844	1636 2136	584 587	560 560	212 215	1500 1750	47 47	16 16	125 125	68 68	117 117	12 16	11 14
Ф6РП6 Ф8РП2 Ф12РП1	IV.8	40 40 40	308 308 308	3700 3700 5100	3305 3305 4712	2657 2657 4032	2625 2625 4000	2136 2136 2136	597 597 581	560 560 560	225 225 209	— — —	— — —	16 16 16	125 125 125	68 68 68	117 117 117	21 25 25	21 21 32

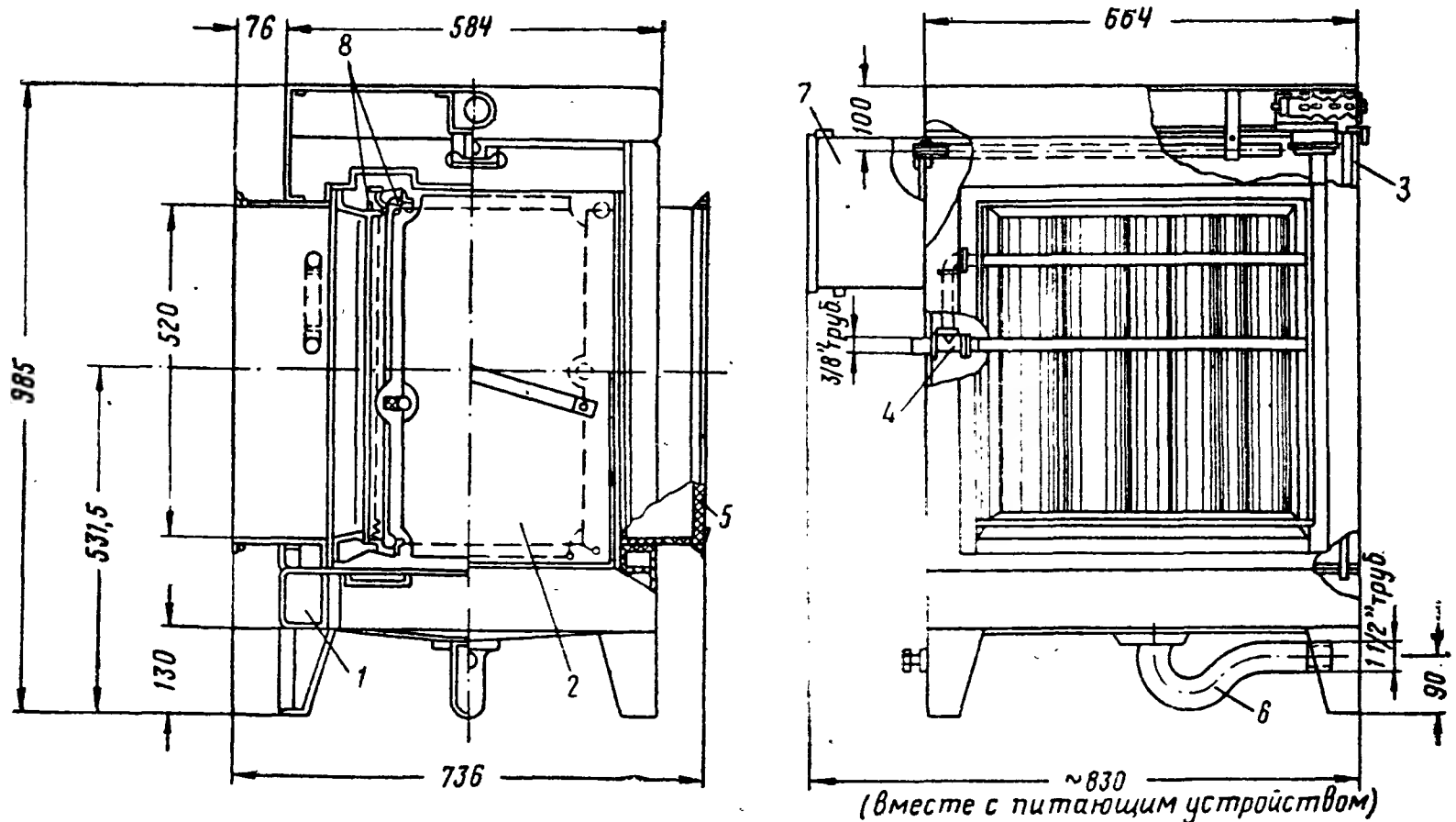


Рис. IV.10. Электрофильтр типа ЭФ-2

1 — корпус; 2 — электродный агрегат; 3 — монтажная дверка; 4 — водоподводящая гребенка; 5 — противоуносный фильтр; 6 — канализационный сифон; 7 — электроагрегат питания; 8 — клеммы понижающей и осадительной зон

Таблица IV.7

Технические данные электрофильтров ФЭ

Наименование	Тип фильтра						
	Ф1Э1	Ф3Э2	Ф5Э3	Ф8Э4	Ф10Э5	Ф14Э6	Ф18Э7
Площадь рабочего сечения в м^2	1,5	2,9	4,9	8,2	9,8	11	18,5
Пропускная способность при скорости воздуха 2 м/сек (при удельной воздушной нагрузке $7200 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$ в $\text{м}^3/\text{ч}$)	10 000	19 000	33 000	55 000	65 000	100 000	130 000
Эффективность очистки (по методике НИИСТ) в %	90—95	90—95	90—95	90—95	90—95	90—95	90—95
Начальное сопротивление в $\text{кг}/\text{м}^2$:							
с противоуносным фильтром	4	4	4	4	4	4	4
без противоуносного фильтра	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Пылеемкость фильтра при увеличении его сопротивления с противоуносным фильтром в 2 раза в $\text{г}/\text{м}^2$ рабочего сечения	1500	1500	1500	1 500	1 500	1 500	1 500
Напряжение на коронирующих электродах в В	+13 000	+13 000	+13 000	+13 000	+13 000	+13 000	+13 000
Напряжение на осадительных пластинах в В	+6 500	+6 500	+6 500	+6 500	+6 500	+6 500	+6 500
Потребляемый ток в мА	7	14	24	42	54	81	110
Потребляемая мощность в Вт	100	200	350	600	800	1 100	1 500
Расход воды для промывки фильтра (при давлении 3 $\text{кг}/\text{см}^2$)	0,5	1,5	2,5	4	5	7	9
Число секций шириной 765 мм в шт.	7	14	—	24	—	—	—
» » 1015 мм в шт.	—	—	18	12	36	54	72
Вес фильтра в кг	205	367	583	963	1 120	1 640	2 150

Таблица IV.8

Конструктивные размеры электрических фильтров ФЭ (рис. IV.9)

Тип фильтра	Размеры в мм														Количество отверстий	
	A	A ₁	A ₂	a	a ₁	a ₂	B	H	H ₁	H ₂	H ₃	h	h ₁	h ₂	n	n ₁
Ф1Э1	56	820	772	42	125	18	510	1840	1804	1756	—	125	18	42	6	13
Ф3Э2	1616	1580	1532	42	125	18	510	1840	1804	1756	—	125	18	42	12	13
Ф5Э3	2126	2090	2042	42	125	18	510	2344	2308	2260	—	125	18	42	16	17
Ф8Э4	2661	2625	2577	42	125	18	510	3098	3062	3014	2875	125	18	42	21	23
Ф10Э5	3161	3125	3077	42	125	18	510	3098	3062	3014	2875	125	18	42	25	23
Ф14Э6	3161	3125	3077	42	125	18	510	4598	4562	4514	4375	125	18	42	25	36
Ф18Э7	4161	4125	4077	42	125	18	510	4598	4562	4514	4500	125	18	42	33	36

Техническая характеристика фильтра ЭФ-2

Пропускная способность	до 2000 $\text{м}^3/\text{ч}$
Начальное сопротивление с противоуносным фильтром	4 $\text{кг}/\text{м}^2$
Эффективность очистки (по методике НИИСТ)	95%
Пылеемкость при увеличении сопротивления вдвое	300 $\text{г}/\text{м}^2$
Мощность, потребляемая агрегатом питания из сети	80 Вт
Потребляемый ток	1 мА
Суммарная поверхность осадительных электродов	13,8 м^2
Расход воды на одну промывку	не менее 50 л
Время одной промывки	3 мин
Время между двумя промывками	4—6 недель
Количество форсунок	15 шт.
Вес без питающего устройства	90 кг

10. Шарнирно-шторчатые масляные самоочищающиеся фильтры типа ФШ с механизированным удалением шлама (рис. IV.11, IV.12 и табл. IV.9, IV.10).

11. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. При одиночной установке осуществляется боковой выход газа через улитку (рис. IV.13, табл. IV.11) при установке в группы из 2, 3, 4, 6 и 8 циклонов осуществляется либо выход газа вверх через общий колпак (рис. IV.14, а—IV.15, б), либо боковой выход газа через улитку (рис. IV.14 б—IV.18, б, табл. IV.12—IV.22).

В результате сравнения эффективности сухих циклонных аппаратов (выполненных Ленинградским институтом охраны труда ВЦСПС в 1968 г.)* наиболее эффективными оказались циклоны ЦН-11**.

Несколько пониженную эффективность (на 2—3%) имеют циклоны ВЦНИОТ (с обратным конусом)** ЦН-15 и СИОТ. Циклоны ЦН-11 рекомендуется компоновать в группы до 4-х циклонов.

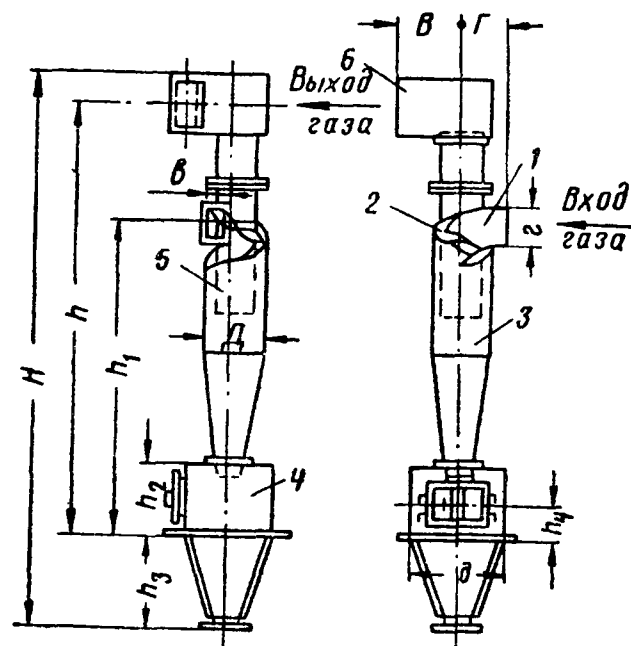
12. Батарейные циклоны типа БЦ (мульти-батареи). Циклоны БЦ могут применяться либо в виде отдельных батарей, либо компоноваться из этих батарей в группы (рис. IV.19—IV.23, табл. IV.23, IV.24).

В обозначениях циклонов, например БЦ — 100/35, ука-

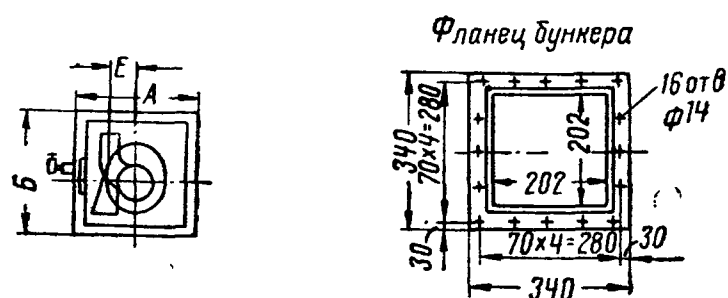
зано: БЦ — батарейный циклон; 100 — диаметр диаметром 100 мм с направляющим элементом «Розетка», 1×35 односекционный, состоящий из 35 элементов.

* «Унификация устройств по очистке вентиляционного воздуха от пыли. Раздел — сравнительные исследования сухих циклонов.» ЛИОТ 1968 г.

** Альбом оборудования «Пылеотделители и фильтры». ГПИ Сантехпроект, 1969 г.



1 — входной патрубок; 2 — винтовая разная крыша; 3 — корпус; 4 — бункер; 5 — выхлопная труба; 6 — улитка для выхода газа



Т а б л и ц а IV 9

Технические характеристики шарнирно-шторчатых фильтров ФШ

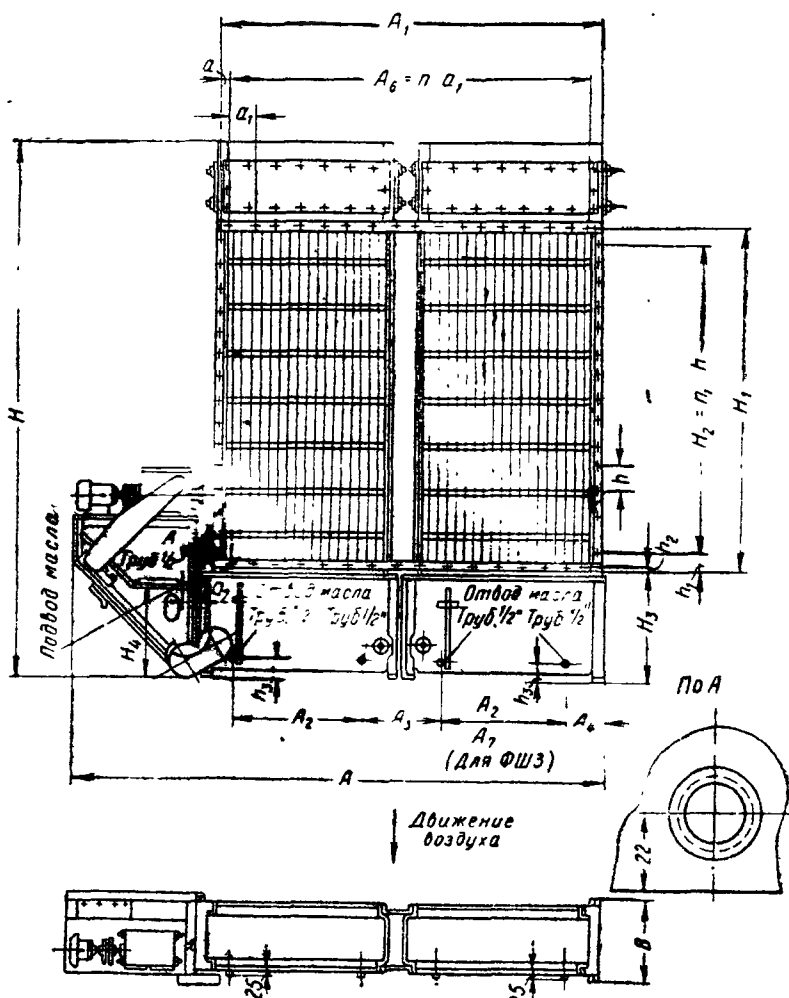


Рис. IV.12. Фильтры шарнирно-шторчатые типов
ФШ-2, ФШ-3, ФШ-4, ФШ-5

Показатели	Тип фильтра				
	ФШ-1М	ФШ-2М	ФШ-3М	ФШ-4М	ФШ-5М
Номинальная пропускная способность в $\text{м}^3/\text{ч}$	20 000	40 000	60 000	80 000	120 000
Площадь лобовой поверхности в м^2	1,8	3,8	5,9	7,8	11,1
Удельная воздушная нагрузка в $\text{м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$	11 000	12 500	10 200	11 100	10 800
Эффективность очистки (по методике НИИСТ) в %	70	70	70	70	70
Расчетное сопротивление по воздуху в $\text{кг}/\text{м}^2$	10	10	10	10	10
Средняя скорость перемещения шторок в $\text{см}/\text{мин}$ * (может устанавливаться одно из возможных значений скорости в зависимости от высоты фильтра и запыленности воздуха)	0,76 1,52 2,28	0,76 1,52 2,28	0,76 1,52 2,28	0,76 1,52 2,28	0,76 1,52 2,28
Полезная емкость масляного бака в м^3	0,3	0,41	0,48	0,56	0,56
Установленная мощность электродвигателей в кВт	1,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Общий вес фильтра без масла в кг	538	925	1280	1546	1625

* Створки перемещаются периодически в моменты сцепления с редуктором. При этом их скорость в 8,2 раза выше средней.

Таблица IV.10

Конструктивные размеры шарнирно-шторчатых фильтров (рис. IV.11—IV.12)

Тип филь- тра	№ рисун- ка	Размеры в мм																				Количес- во отвер- стий		
		A	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	a	a ₁	a ₂	B	H	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	h	h ₁	h ₂	h ₃	n	n ₁
ФШ-1	IV.11	2325	1500	1220	—	200	1580	—	—	40	125	80	426	2434	1344	1250	560	530	125	47	16	40	12	10
ФШ-2	IV.12	3020	2090	800	353	152	—	2000	—	40	125	80	426	2934	1844	1750	560	530	125	47	16	40	16	14
ФШ-3		3440	2625	1220	354	152	—	—	800	40	125	80	426	3715	2625	—	560	530	125	—	16	40	21	21
ФШ-4		3956	3125	1220	403	200	—	3225	—	40	125	80	426	3715	2625	2625	560	530	125	47	16	40	25	21
ФШ-5		3956	3125	1220	403	200	—	3225	—	40	125	80	426	5090	4000	4000	560	530	125	47	16	40	25	32

Таблица IV.11

Установочные размеры одиночных циклонов ЦН-15 (рис. IV.13)

Размеры в мм															Вес в кг
Д	Н	h	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	A	Б	В	Г	Е	е	г	д	
400	3617	2696	2240						230	235	148	104	264		385
450	3865	2927,5	2435	715	785	365	1020	1020	265	265	166	117	297	800	409
500	4118	3164	2630						295	295	185	130	330		448
550	4721	3570,6	2995						325	320	203	143	363		569
600	4969	3812	3185	885	965	535	1180	1180	355	350	222	156	396	950	615
650	5222	4038,5	3380						385	380	240	169	429		672
700	5545	4275	3580						415	410	259	182	462		733
750	5893	4506	3770	885	1135	535	1276	1276	445	440	277	195	495	1050	783
800	6141	4738	3965						475	470	296	208	528		840

Таблица IV.12

Установочные размеры группы из двух циклонов ЦН-15 с выходом газа через колпак (рис. IV.14, а)

Размеры в мм						Вес в кг
Д	d	Н	В	Г	h ₁	
500	370	4770	1900	500	2630	875
550	430	5140	1100	550	2825	938
600	424	5505	1200	600	3075	1042
650	524	5725	1300	650	3325	1190
700	524	6195	1400	600	3850	1315
750	530	6685	1500	750	3825	1517
800	630	6985	1600	700	4075	1780

Таблица IV.14

Установочные размеры группы из трех циклонов ЦН-15 с выходом газа через колпак (рис. IV.15, а)

Размеры в мм								Вес в кг
Д	d	Н	h ₂	В	Г	a	б	
650	612	6800	3326	2110	750	429	429	2310
700	625	7255	3581	2260	700	462	462	2457
750	718	7820	3823	2410	750	495	495	2604
800	718	8205	4076	2560	800	528	528	2751

Таблица IV.13

Установочные размеры группы из двух циклонов ЦН-15 с выходом газа через улитку (рис. IV.14, б)

Размеры в мм																	Вес в кг
Д	Н	h	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	A	Б	В ₁	Г ₁	Е	a	б	в	г	д	
500	4198	3164	2630	715	865	365	1422	1204	295	295	540	300	330	1250	1000	14	749
550	4571	3400	2825	715	985	365	1555	1260	320	325	590	326	353	1380	1050	14	872
600	4919	3692	3075	775	1025	365	1667	1309	350	355	640	352	396	1500	1100	14	982
650	5172	3983,5	3325	830	970	480	1790	1350	380	385	694	383	429	1630	1150	14	1135
700	5625	4275	3850	885	1115	535	1912	1408	410	415	724	388	462	1750	1200	18	1276
750	6098	4561	3825	940	1285	590	2050	1500	440	445	790	431	495	1880	1280	18	1446
800	6431	4848	4075	995	1315	645	2162	1614	470	475	824	440	528	2000	1400	14	1747

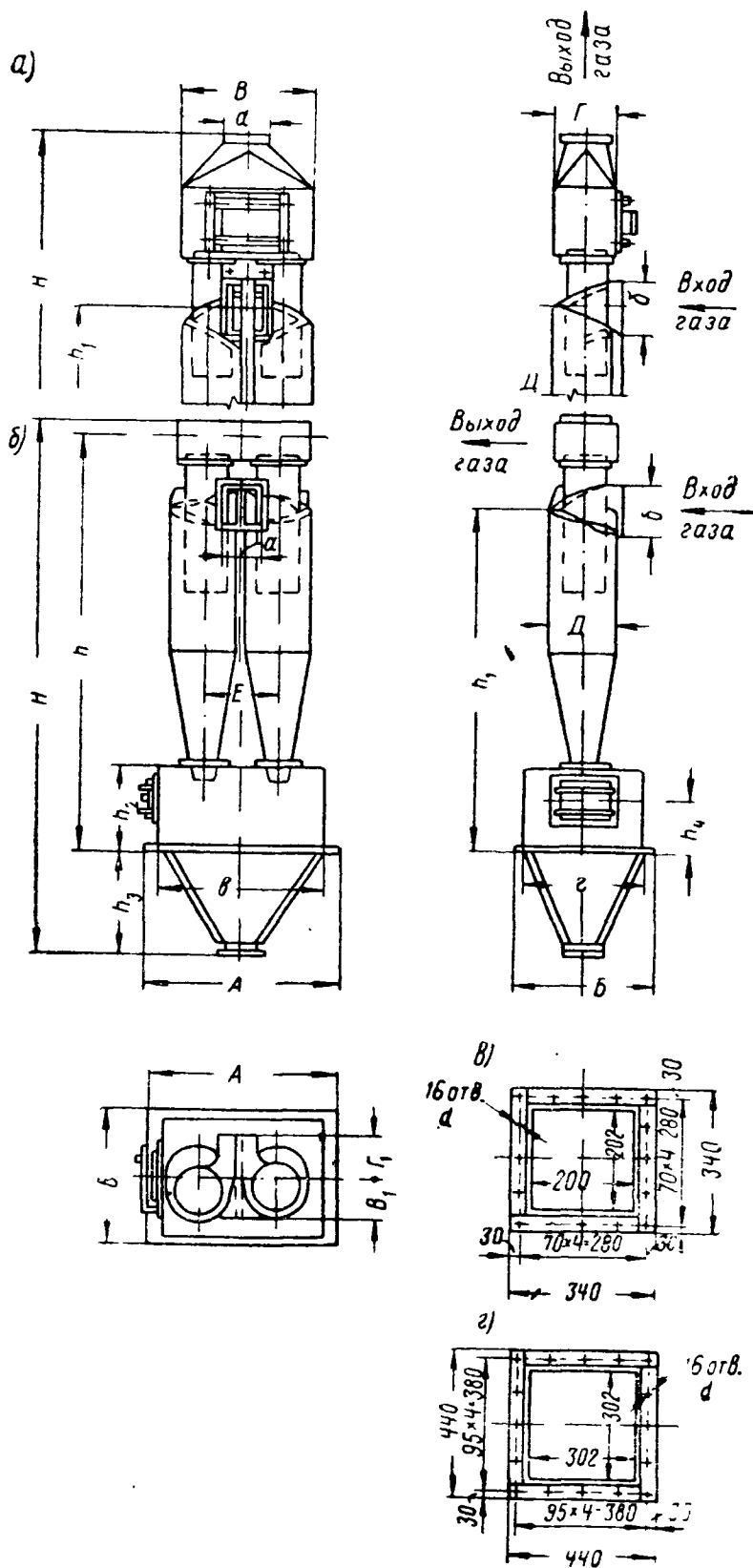


Рис IV.14. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Группа из двух циклонов

а — с выходом газа через колпак; б — с выходом газа через улитку; в — фланец бункера циклонов диаметром $D=500 \div 600$ мм; г — фланец бункера циклонов диаметром $D=650 \div 800$ мм

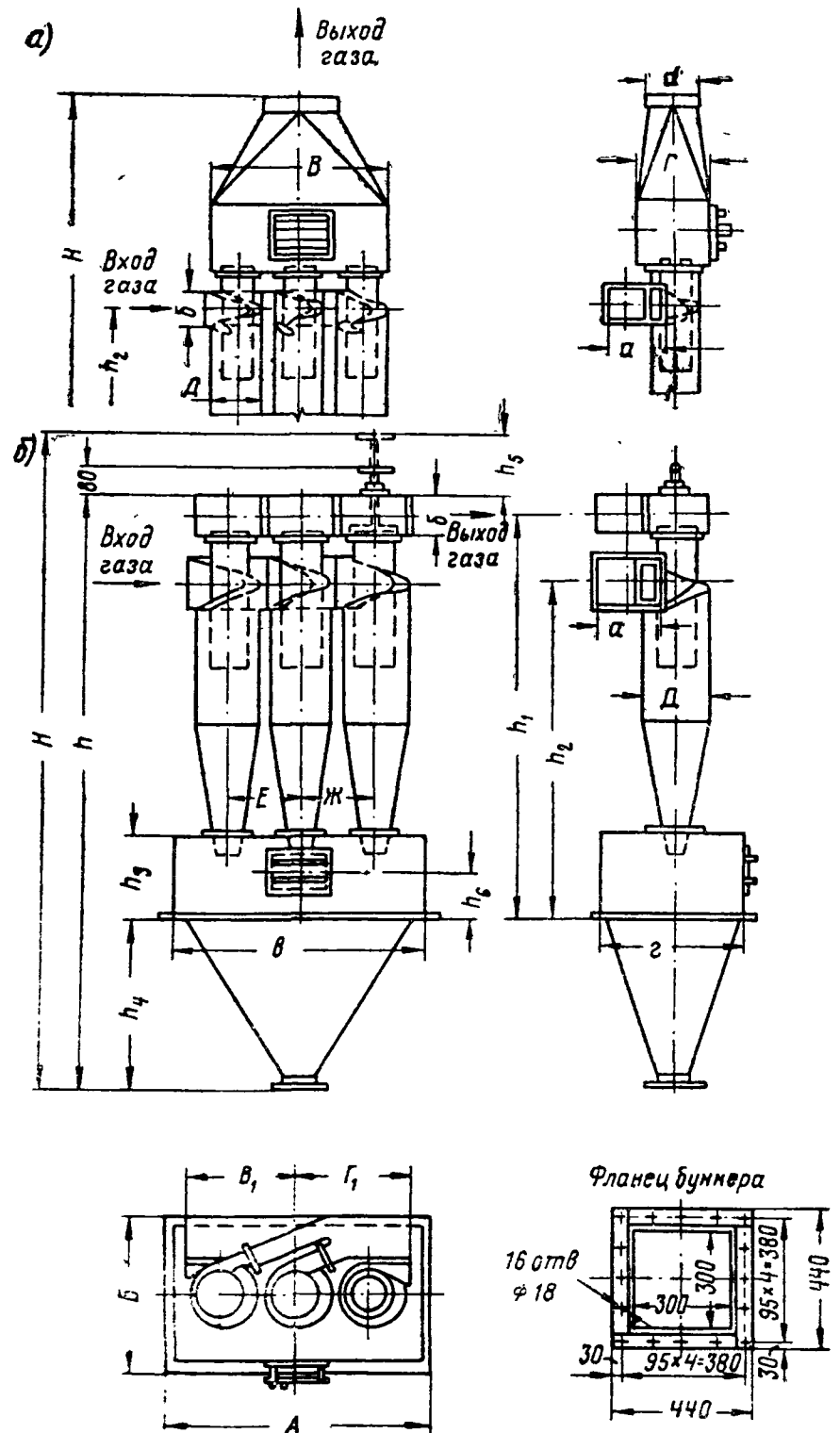


Рис IV.15. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Группа из трех циклонов

а — с выходом газа через колпак; б — с выходом газа через улитку

Установочные размеры группы из трех циклонов ЦН-15 с выходом газа через улитку (рис. IV.15, б)

Размеры в мм																			Вес в кг
Д	Н	h	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	h ₆	А	Б	В ₁	Г ₁	Е	Ж	а	б	в	г	
650	6430	5887	3984,5	3326	831	1684	542	481	2605	2640	1110	1115	730	730	589	429	2440	1400	2092
700	6890	6315	4276	3581	886	1804	575	536	2772	1550	1190	1195	780	780	633	462	2610	1300	2313
750	7480	6873	4562,5	3826	941	2059	607	591	2955	1643	1270	1275	830	830	677	495	2785	1400	2672
800	7862	7221	4849	4076	996	2104	641	646	3124	1750	1350	1355	880	880	718	528	2960	1500	2879

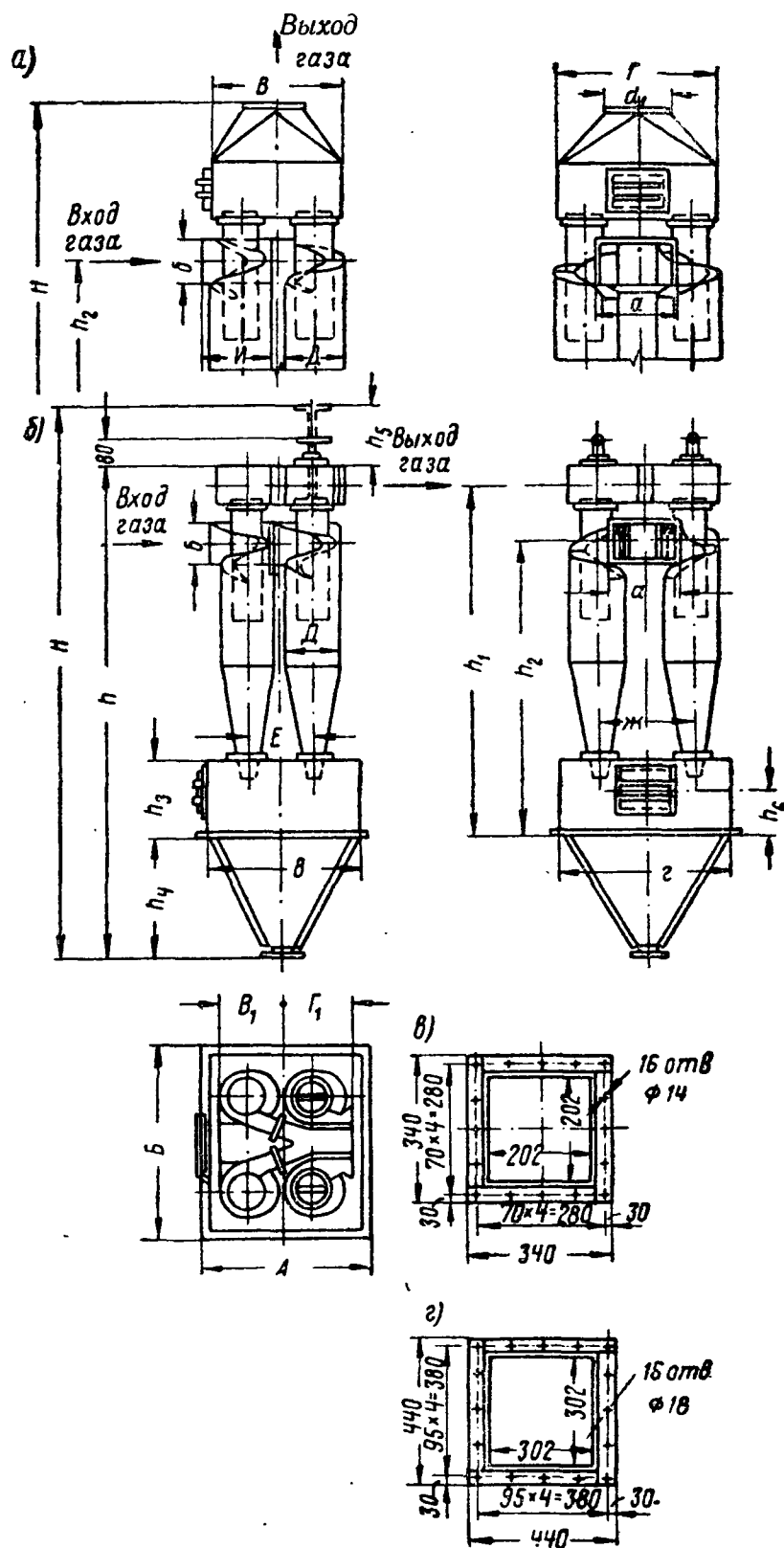


Рис. IV.16. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Группа из трех циклонов

а — с выходом газа через колпак; б — с выходом газа через улитку; в — фланец бункера циклонов диаметром $D=400 \div 600$ мм; г — фланец бункера циклонов диаметром $D=650 \div 800$ мм

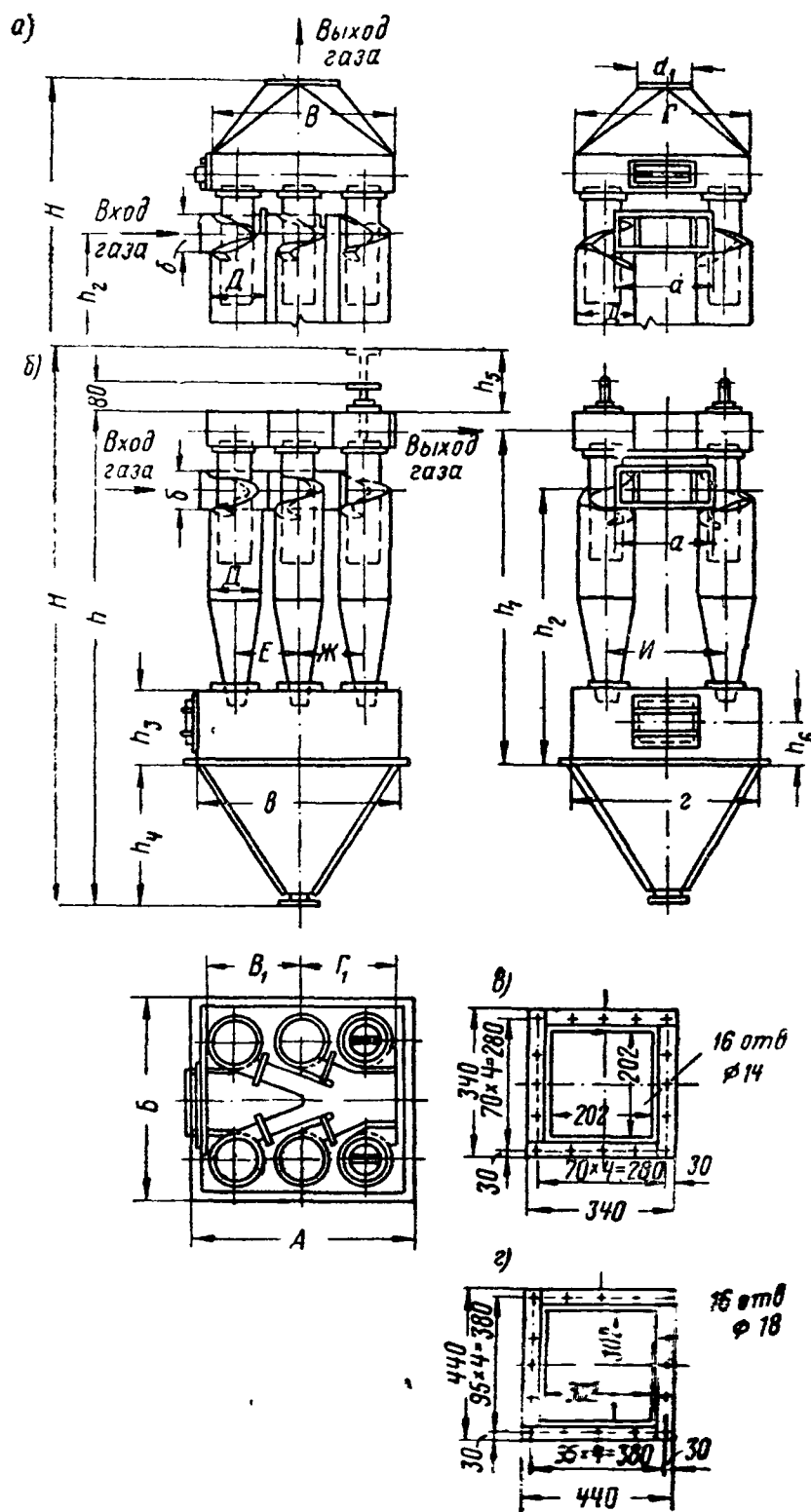


Рис. IV.17. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Группа из шести циклонов

а — с выходом газа через колпак; б — с выходом газа через улитку; в — фланец бункера циклонов диаметром $D=500 \div 600$ мм; г — фланец бункера циклонов диаметром $D=650 \div 800$ мм

Т а б л и ц а IV 22

Пропускная способность групповых циклонов ЦН-15 в м³/ч

Количество циклонов в группе	Диаметр циклонов в мм								
	400	450	500	550	600	650	700	750	800
1	1450 1691	1835 2141	2 270 2 645	2 740 3 200	3 262 3 810	3 825 4 460	4 400 5 180	5 100 5 950	5 800 6 760
2	—	—	4 540 5 290	5 480 6 400	6 524 7 620	7 650 8 920	8 800 10 360	10 200 11 900	11 600 13 500
3	—	—	—	—	—	11 476 13 380	13 200 15 540	15 300 17 850	17 400 20 280
4	5800 6764	7340 8564	9 080 10 580	10 960 12 800	13 048 15 240	15 300 17 840	17 600 20 720	20 400 23 800	23 200 27 040
6	—	—	13 620 15 870	16 440 19 200	19 572 22 860	22 950 26 760	26 400 31 080	30 600 35 700	34 800 40 560
8	—	—	—	—	—	—	—	40 800 47 600	46 400 54 080
Примечание. В таблице указаны нижний и верхний пределы производительности циклонов в оптимальных условиях.									

Т а б л и ц а IV 23

Установочные размеры компоновок батарейных циклонов БЦ (рис. IV.23, а, з)

Тип компоновки циклона	Размеры в мм											Вес в кг
	А	Б	В	Г	а	в	г	е	h	h ₁	h ₂	
БЦ $\frac{P250}{2 \times 90}$	5885	6500	2865	2740	1630	1900	1340	930	1980	2100	3850	23713,9
БЦ $\frac{P250}{3 \times 54}$	5370	5655	1745	2720	1210	1600	1000	870	1600	2125	3485	20930
БЦ $\frac{P250}{4 \times 65}$	8095	5160	2025	2590	2020	1580	—	1000	—	2170	—	31468
БЦВ $\frac{P150}{1 \times 42}$	1268	4315	—	1088	1268	900	450	400	—	1550	2800	2697

Т а б л и ц а IV 24

Размеры фланцев входного и выходного патрубков компоновок батарейных циклонов БЦ (рис. IV.23, д, е)

Тип компоновки циклона	Размеры в мм										
	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>n</i>	<i>n</i> ₁	<i>n</i> ₂	<i>n</i> ₃	<i>д</i>	<i>е</i>	<i>ж</i>
БЦ $\frac{P250}{2 \times 90}$	930	1630	1340	1240	16	8	11	12	100	30	105
БЦ $\frac{P250}{3 \times 54}$	810	1210	1000	1010	11	7	9	9	90	30	90
БЦ $\frac{P250}{4 \times 65}$	1000	8095	2590	2020	—	—	—	—	—	—	—
БЦВ $\frac{P150}{1 \times 42}$	400	1080	450	750	9	3	6	3	125	30	110

Таблица IV 15

Установочные размеры группы из трех циклонов ЦН-15 с выходом газа через улитку (рис IV 15, б)

Размеры в мм																			Вес в кг
Д	Н	h	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	h ₆	А	Б	В ₁	Г ₁	Е	Ж	а	б	в	г	
650	6430	5887	3984,5	3326	831	1684	542	481	2605	2640	1110	1115	730	730	589	429	2440	1400	2092
700	6890	6315	4276	3581	886	1804	575	536	2772	1550	1190	1195	780	780	633	462	2610	1300	2313
750	7480	6873	4562,5	3826	941	2059	607	591	2955	1643	1270	1275	830	830	677	495	2785	1400	2672
800	7862	7221	4849	4076	996	2104	641	646	3124	1750	1350	1355	880	880	718	528	2960	1500	2879

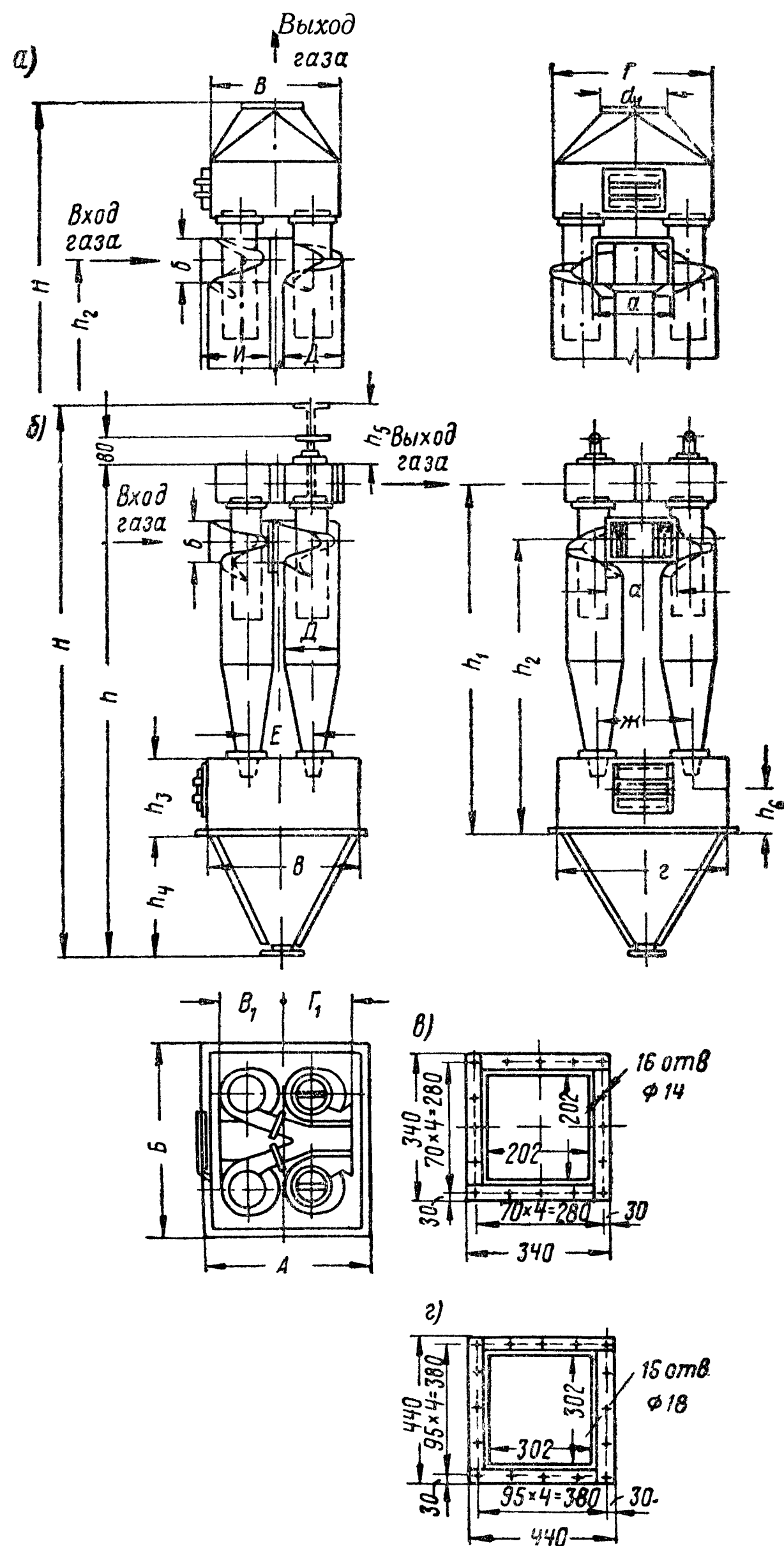


Рис. IV.16. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Группа из четырех циклонов

а — с выходом газа через колпак, б — с выходом газа через улитку; в — фланец бункера циклонов диаметром $D=400-600$ мм, г — фланец бункера циклонов диаметром $D=650-800$ мм

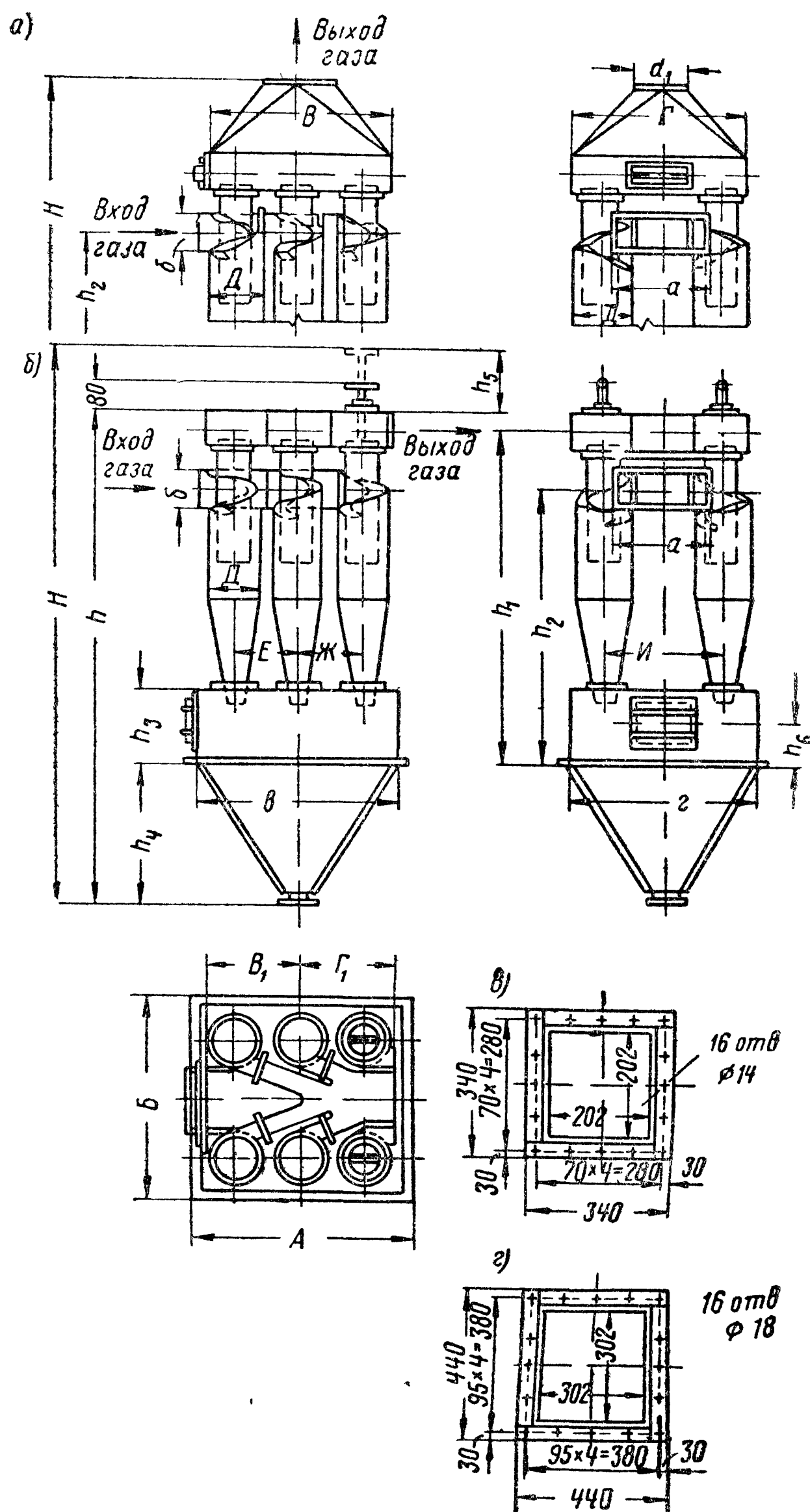


Рис. IV.17. Циклоны ЦН-15 НИИОГАЗ. Группа из шести циклонов

а — с выходом газа через колпак; б — с выходом газа через улитку; в — фланец бункера циклонов диаметром $D=500-600$ мм, г — фланец бункера циклонов диаметром $D=650-800$ мм

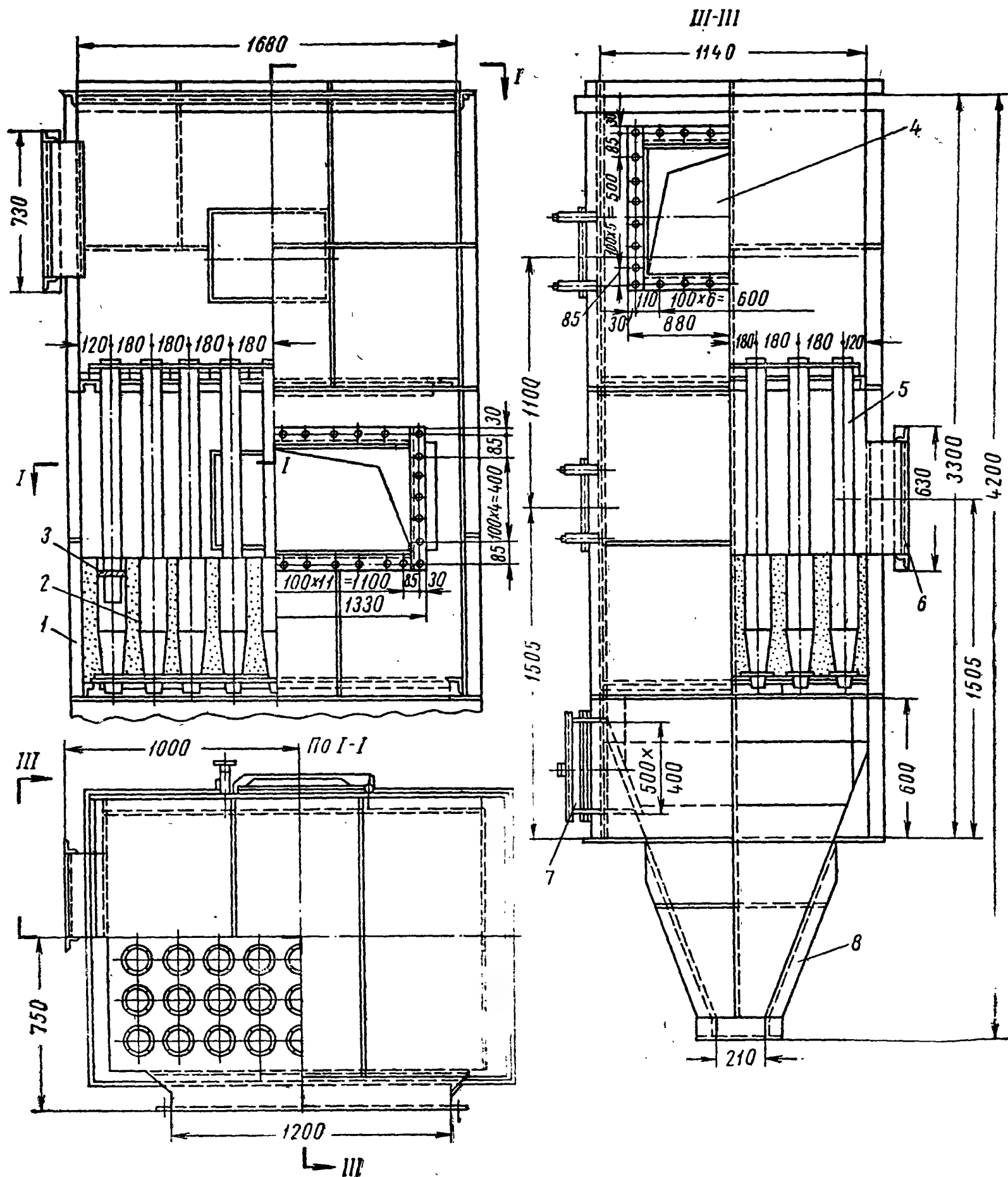


Рис. IV.20. Батарейный циклон БЦ $\frac{P150}{1 \times 54}$

1 — корпус батарейного циклона; 2 — циклонный элемент; 3 — направляющий аппарат «Розетка»; 4 — патрубок для выхода газа; 5 — выхлопная труба циклонного элемента; 6 — патрубок для входа газа; 7 — люк; 8 — бункер

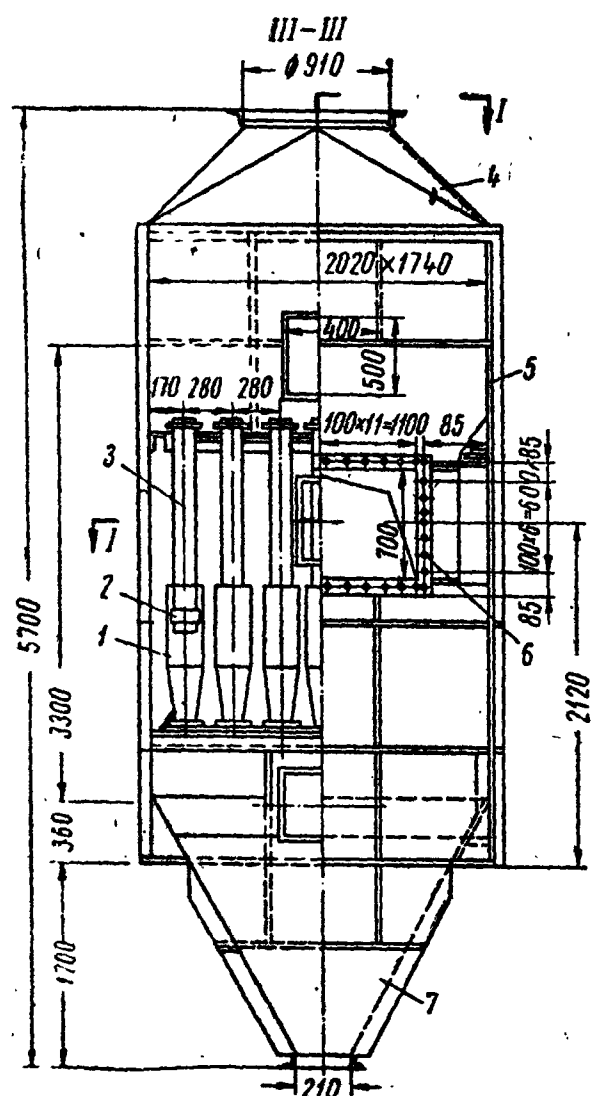


Рис. IV.21. Батарейный циклон БЦ
Р250
1×42

1 — циклонный элемент; 2 — направляющий аппарат «Розетка»; 3 — выхлопная труба циклонного элемента; 4 — выходной конфузор; 5 — корпус; 6 — входной диффузор; 7 — бункер

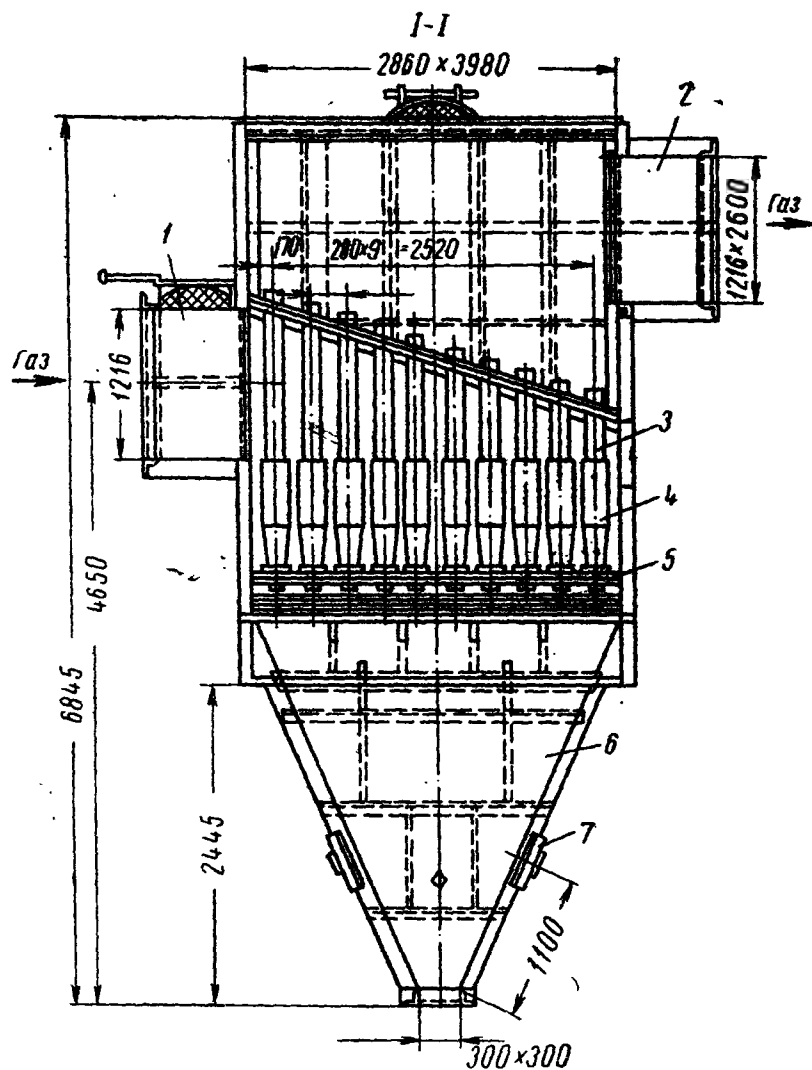


Рис. IV.22. Батарейный циклон БЦ
Р250
1×140

1 — патрубок для входа газа; 2 — патрубок для выхода газа; 3 — выхлопная труба циклонного элемента; 4 — циклонный элемент; 5 — корпус; 6 — бункер; 7 — люк

Таблица IV.26

Конструктивные размеры центробежных скрубберов ВТИ-ПСП (рис. IV.24, а, б)

Тип скруббера	Размеры в мм											Вес в кг	
	$D_{\text{вн}}$	A	Б	В	Г	Е	Ж	И	К	Н	$d_{\text{вн}}$	с улиткой	с шахтой
ПС-3	300	255	190	1630	274	217	445	240	200	2355	18	79,8	68,8
ПС-4	400	255	250	2160	344	269	505	290	200	3015	21	118,8	103
ПС-5	500	255	310	2700	424	337	640	340	230	3695	23	184	160,9
ПС-6	600	255	370	3240	494	404	765	390	230	4365	25	246	216,3
ПС-7	700	255	430	3780	594	471	895	440	230	5065	27	326,5	287,6
ПС-8	800	255	490	4320	644	539	1025	490	230	5715	29	406,4	358,8

Таблица IV.27

Размеры фланцев входных и выходных патрубков и фланца корпуса скрубберов ВТИ-ПСП (рис. IV.24, в, г, д, е, ж)

Тип скруббе- ра	Размеры в мм																										
	фланцы входных патрубков					фланцы выходных патрубков																	фланец корпуса				
	A	A ₁	Б	Б ₁	a	a ₁	n	б	d	n ₁	A	A ₁	Б	Б ₁	a	a ₁	n	б	n ₁	d	n ₂	D	D ₁	D ₂	d	n	
ПС-3	Размеры приведены на рис. 24, в									8	234	298	139	23	90	90	1	87,5	2	7	10	306	350	386	9	12	
ПС-4	326	390	106	170	121	120	1	71	7	12	304	368	175	243	114	112	1	107,5	2	7	10	406	450	486	9	14	
ПС-5	406	470	131	195	111	110	2	83,5	7	14	384	448	214	278	140	140	1	125	2	7	10	506	550	586	9	15	
ПС-6	486	550	156	220	105	104	3	96	7	14	454	518	254	328	123	122	2	150	2	7	12	606	660	686	9	18	
ПС-7	566	630	181	245	121	120	3	108,5	7	14	Размеры приведены на рис. 24, в									—	—	—	706	760	786	9	20
ПС-8	646	710	206	270	113	114	4	121	7	16	604	668	334	418	128	128	3	130	3	7	16	806	860	886	9	22	

Таблица IV.28

Установочные размеры циклонов-промывателей СИОТ, тип I (рис. IV.25, а)

Обозначение циклона	Размеры в мм																	Вес в кг
	Б	В	Г	Е	Ж	К	Н	е	е ₁	h	h ₁	h ₂	h ₃	d	d ₁	δ	D _y	
1Ф005	720	835	490	257	175	375	1440	—	331	450	282	105	200	245	50	2,5	10	83,7
2Ф005	930	1070	630	330	225	473	1760	—	425	505	359	130	200	315	63	2,5	10	131,3
3Ф005	1150	1325	780	408	280	586	2100	—	527	565	437	155	200	390	75	3,5	10	223,6
4Ф005	1385	1595	940	495	335	698	2470	—	635	630	526	190	200	470	85	3,5	10	376,4
5Ф005	1650	1900	1120	589	400	829	2905	—	756	700	618	225	400	560	95	3,5	10	573,1
6Ф005	1960	2260	1330	700	475	976	3385	—	897	785	729	260	400	665	110	3,5	15	823,7
7Ф005	2325	2680	1580	828	565	1156	3965	—	1055	885	873	315	400	790	130	5	20	1423
8Ф005	2765	3190	1880	986	670	1366	4655	—	1269	1005	1037	375	400	940	150	5	20	2223,7

Таблица IV.29

Размеры фланцев входного и выходного патрубков циклонов-промывателей СИОТ, тип I (рис. IV.25, б, в)

Обозначение циклона	Размеры в мм													
	A	A ₁	Б	Б ₁	a	a ₁	б	б ₁	n	n ₁	π	π ₁	D ₁	d ₀
1Ф005	440	480	311	351	120	120	117	117	14	2	1	6	275	9
2Ф005	567	607	400	440	151	152	140	150	14	2	1	6	345	9
3Ф005	702	750	495	543	150	150	135	138	18	3	2	8	420	9
4Ф005	846	894	597	645	157	145	161	162	20	4	3	8	505	9
5Ф005	1008	1074	711	767	180	174	160	149	24	5	3	12	605	11
6Ф005	1197	1253	844	900	132	143	150	150	28	6	4	12	710	11
7Ф005	1422	1485	1003	1066	149	137	152	150	34	8	5	16	835	11
8Ф005	1692	1755	1194	1257	165	135	183	176	38	9	5	16	990	11

Т а б л и ц а IV.30

Примечание. Размеры d_1 , δ и D_v приведены в табл. IV.28.

Размеры фланцев входного и выходного патрубка циклонов-промывателей СИОТ, тип II (рис. IV.26, б, в)

Technical drawings of various types of gas burners, labeled a) through f). Each drawing includes dimensions and labels for gas inlet and outlet.

- a) and б) (Top):** Front views of burners with multiple ports. Labels include "Выход газа" (Gas outlet) and "Вход газа" (Gas inlet). Dimensions shown are A , B , h , h_1 , h_2 , h_3 , h_4 , h_5 , h_6 , h_7 , h_8 , h_9 , h_{10} , h_{11} , h_{12} , h_{13} , h_{14} , h_{15} , h_{16} , h_{17} , h_{18} , h_{19} , h_{20} , h_{21} , h_{22} , h_{23} , h_{24} , h_{25} , h_{26} , h_{27} , h_{28} , h_{29} , h_{30} , h_{31} , h_{32} , h_{33} , h_{34} , h_{35} , h_{36} , h_{37} , h_{38} , h_{39} , h_{40} , h_{41} , h_{42} , h_{43} , h_{44} , h_{45} , h_{46} , h_{47} , h_{48} , h_{49} , h_{50} , h_{51} , h_{52} , h_{53} , h_{54} , h_{55} , h_{56} , h_{57} , h_{58} , h_{59} , h_{60} , h_{61} , h_{62} , h_{63} , h_{64} , h_{65} , h_{66} , h_{67} , h_{68} , h_{69} , h_{70} , h_{71} , h_{72} , h_{73} , h_{74} , h_{75} , h_{76} , h_{77} , h_{78} , h_{79} , h_{80} , h_{81} , h_{82} , h_{83} , h_{84} , h_{85} , h_{86} , h_{87} , h_{88} , h_{89} , h_{90} , h_{91} , h_{92} , h_{93} , h_{94} , h_{95} , h_{96} , h_{97} , h_{98} , h_{99} , h_{100} .
- а) (Bottom):** Top view of burner a) showing dimensions A , B , h , h_1 , h_2 , h_3 , h_4 , h_5 , h_6 , h_7 , h_8 , h_9 , h_{10} , h_{11} , h_{12} , h_{13} , h_{14} , h_{15} , h_{16} , h_{17} , h_{18} , h_{19} , h_{20} , h_{21} , h_{22} , h_{23} , h_{24} , h_{25} , h_{26} , h_{27} , h_{28} , h_{29} , h_{30} , h_{31} , h_{32} , h_{33} , h_{34} , h_{35} , h_{36} , h_{37} , h_{38} , h_{39} , h_{40} , h_{41} , h_{42} , h_{43} , h_{44} , h_{45} , h_{46} , h_{47} , h_{48} , h_{49} , h_{50} , h_{51} , h_{52} , h_{53} , h_{54} , h_{55} , h_{56} , h_{57} , h_{58} , h_{59} , h_{60} , h_{61} , h_{62} , h_{63} , h_{64} , h_{65} , h_{66} , h_{67} , h_{68} , h_{69} , h_{70} , h_{71} , h_{72} , h_{73} , h_{74} , h_{75} , h_{76} , h_{77} , h_{78} , h_{79} , h_{80} , h_{81} , h_{82} , h_{83} , h_{84} , h_{85} , h_{86} , h_{87} , h_{88} , h_{89} , h_{90} , h_{91} , h_{92} , h_{93} , h_{94} , h_{95} , h_{96} , h_{97} , h_{98} , h_{99} , h_{100} .
- б) (Bottom):** Top view of burner б) showing dimensions A , B , h , h_1 , h_2 , h_3 , h_4 , h_5 , h_6 , h_7 , h_8 , h_9 , h_{10} , h_{11} , h_{12} , h_{13} , h_{14} , h_{15} , h_{16} , h_{17} , h_{18} , h_{19} , h_{20} , h_{21} , h_{22} , h_{23} , h_{24} , h_{25} , h_{26} , h_{27} , h_{28} , h_{29} , h_{30} , h_{31} , h_{32} , h_{33} , h_{34} , h_{35} , h_{36} , h_{37} , h_{38} , h_{39} , h_{40} , h_{41} , h_{42} , h_{43} , h_{44} , h_{45} , h_{46} , h_{47} , h_{48} , h_{49} , h_{50} , h_{51} , h_{52} , h_{53} , h_{54} , h_{55} , h_{56} , h_{57} , h_{58} , h_{59} , h_{60} , h_{61} , h_{62} , h_{63} , h_{64} , h_{65} , h_{66} , h_{67} , h_{68} , h_{69} , h_{70} , h_{71} , h_{72} , h_{73} , h_{74} , h_{75} , h_{76} , h_{77} , h_{78} , h_{79} , h_{80} , h_{81} , h_{82} , h_{83} , h_{84} , h_{85} , h_{86} , h_{87} , h_{88} , h_{89} , h_{90} , h_{91} , h_{92} , h_{93} , h_{94} , h_{95} , h_{96} , h_{97} , h_{98} , h_{99} , h_{100} .
- в) (Top):** Front view of burner в) showing dimensions A , B , h , h_1 , h_2 , h_3 , h_4 , h_5 , h_6 , h_7 , h_8 , h_9 , h_{10} , h_{11} , h_{12} , h_{13} , h_{14} , h_{15} , h_{16} , h_{17} , h_{18} , h_{19} , h_{20} , h_{21} , h_{22} , h_{23} , h_{24} , h_{25} , h_{26} , h_{27} , h_{28} , h_{29} , h_{30} , h_{31} , h_{32} , h_{33} , h_{34} , h_{35} , h_{36} , h_{37} , h_{38} , h_{39} , h_{40} , h_{41} , h_{42} , h_{43} , h_{44} , h_{45} , h_{46} , h_{47} , h_{48} , h_{49} , h_{50} , h_{51} , h_{52} , h_{53} , h_{54} , h_{55} , h_{56} , h_{57} , h_{58} , h_{59} , h_{60} , h_{61} , h_{62} , h_{63} , h_{64} , h_{65} , h_{66} , h_{67} , h_{68} , h_{69} , h_{70} , h_{71} , h_{72} , h_{73} , h_{74} , h_{75} , h_{76} , h_{77} , h_{78} , h_{79} , h_{80} , h_{81} , h_{82} , h_{83} , h_{84} , h_{85} , h_{86} , h_{87} ,

Установочные размеры циклонов-промывателей СИОТ, тип III
(рис. IV.27, а)

Примечание Размеры d_1 , δ , D_y приведены в табл. IV.28.

а — компоновка БЦ $\frac{P250}{2 \times 90}$ из двух циклонов;
 б — компоновка БЦ $\frac{P250}{3 \times 54}$ из трех циклонов;
 в — компоновка БЦ $\frac{P250}{4 \times 65}$ из четырех циклонов;
 г — компоновка БЦ $\frac{P150}{1 \times 42}$; д — фланец входного патруб­ка; е — фланец выходного патруб­ка

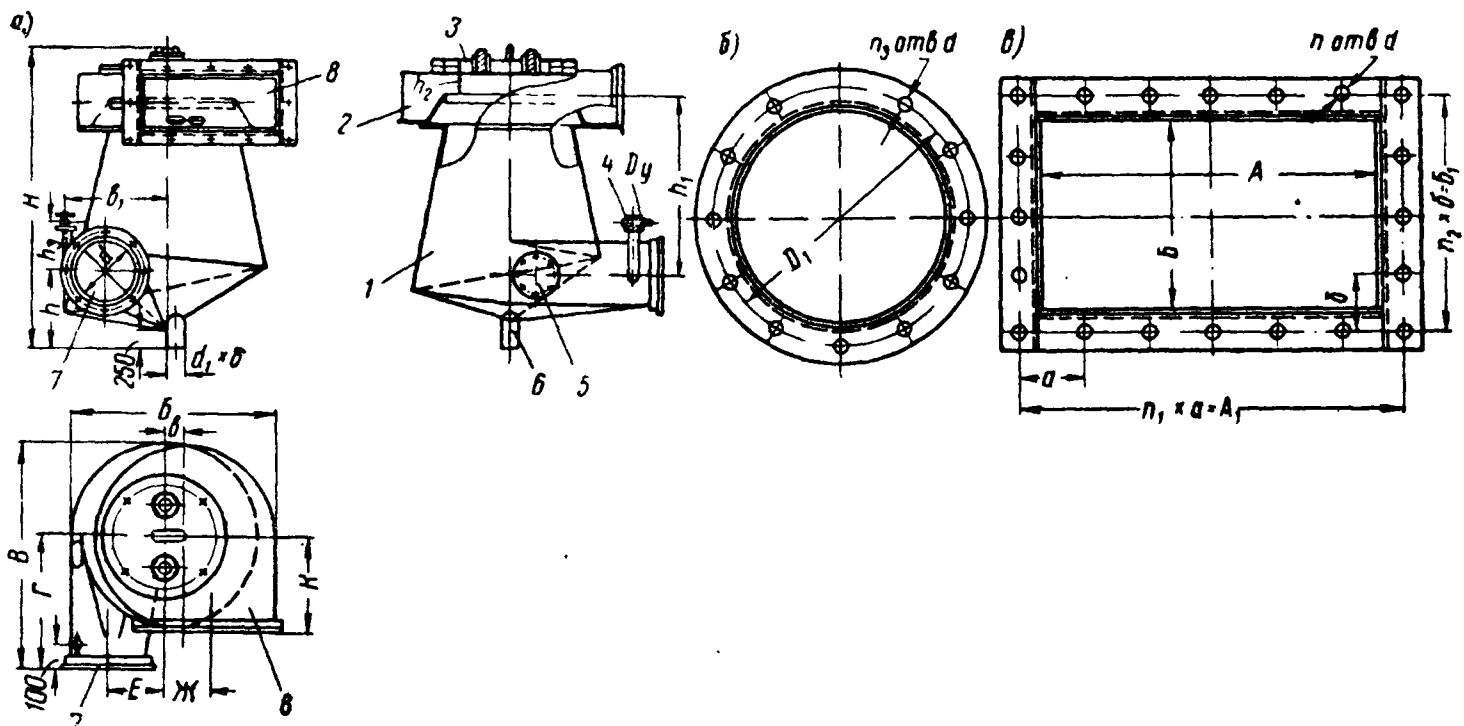


Рис. IV.26. Циклоны-промыватели СИОТ, тип II

а — общий вид; б — фланец входного патрубка; в — фланец выходного патрубка; 1 — корпус; 2 — раскручиватель; 3 — люк для осмотра; 4 — кран муфтовый для подачи воды D_y ; 5 — люк для прочистки; 6 — патрубок для выхода шлама; 7 — патрубок для входа газа; 8 — патрубок для выхода газа

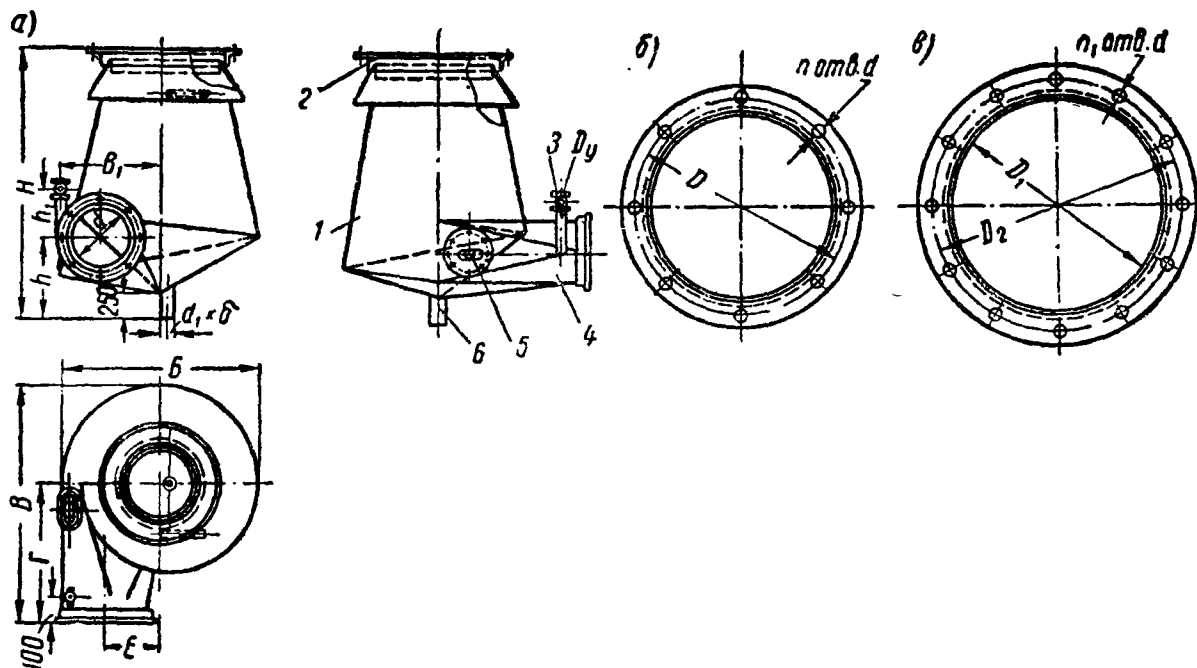


Рис. IV.27. Циклоны-промыватели СИОТ, тип III

а — общий вид; б — фланец входного патрубка; в — фланец выходного патрубка; 1 — корпус; 2 — патрубок для выхода газа; 3 — кран муфтовый для подачи воды D_y ; 4 — патрубок для входа газа; 5 — люк для прочистки; 6 — патрубок для выхода шлама

Таблица IV.33

Размеры фланцев входного и выходного патрубков циклонов-промывателей СИОТ, тип III (рис. IV.27, б, в)

Обозначение циклона	Размеры в мм					
	D	D ₁	D ₂	d	n	n ₁
1Ф007	275	375	405	9	6	8
2Ф007	350	495	525	9	6	10
3Ф007	425	595	625	9	8	12
4Ф007	510	727	760	9	8	16
5Ф007	605	885	925	11	12	18
6Ф007	710	1025	1063	11	12	20
7Ф007	835	1200	1245	11	16	24
8Ф007	990	1425	1470	11	16	28

Таблица IV.34

Технические данные циклонов-промывателей СИОТ

№ циклона	Производительность в м³/ч при скорости входа воздуха в м/сек			Расход воды в м³/ч при скорости входа воздуха в м/сек		
	15	18	21	15	18	21
1	2 550	3 050	3 550	0,16	0,11	0,1
2	4 200	5 050	5 900	0,27	0,18	0,16
3	6 450	7 750	9 050	0,41	0,28	0,24
4	9 850	11 250	13 100	0,02	0,41	0,34
5	13 300	16 000	18 650	0,84	0,58	0,49
6	18 750	22 50	28 450	1,18	0,81	0,66
7	26 60	31 900	37 250	1,62	1,15	0,97
8	37 500	45 000	52 500	2,36	1,62	1,37

Примечание. Удельный расход воды в л на 1 м³ воздуха при скорости воздуха 15 м/сек — 0,063; при 18 м/сек — 0,056 и при 21 м/сек — 0,026.

Таблица IV.35

Сопротивление циклонов-промывателей СИОТ в кг/м²

Тип циклона	Скорость воздуха во входном патрубке в м/сек						
	15	16	17	18	19	20	21
1	45	49	53	58	64	70	78
2	44	51	58	66	74	82	90

15. Рукавные фильтры типа ФВК (рис. IV.28—IV.30, табл. IV-36).

16. Рукавные фильтры типа РФГ-VMC (рис. IV.31—IV.33, табл. IV.37—IV.39).

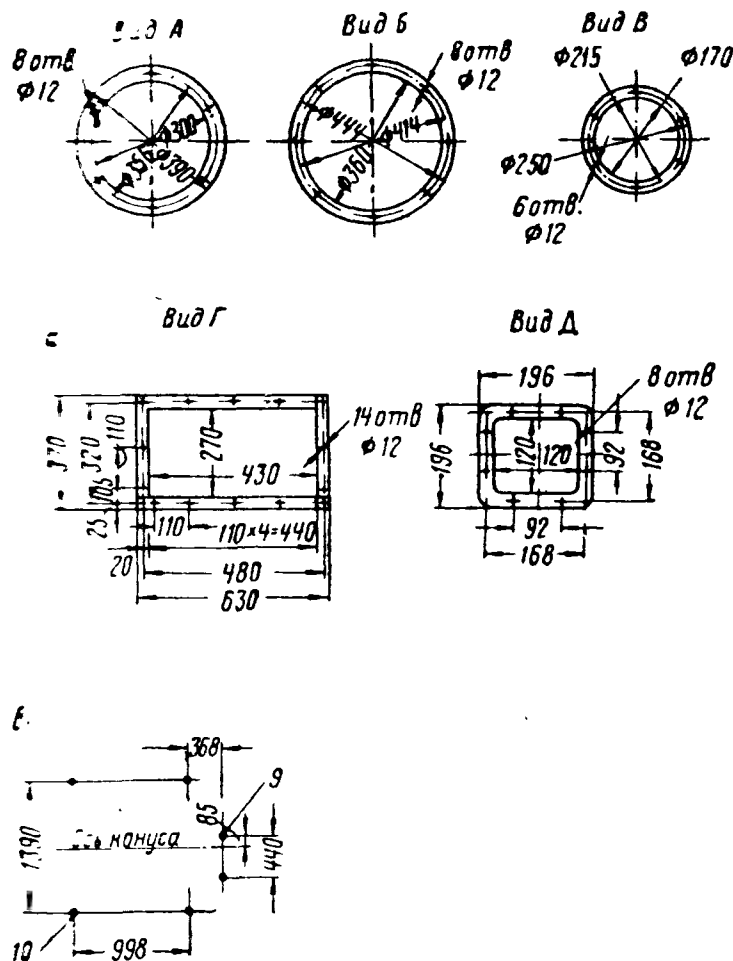
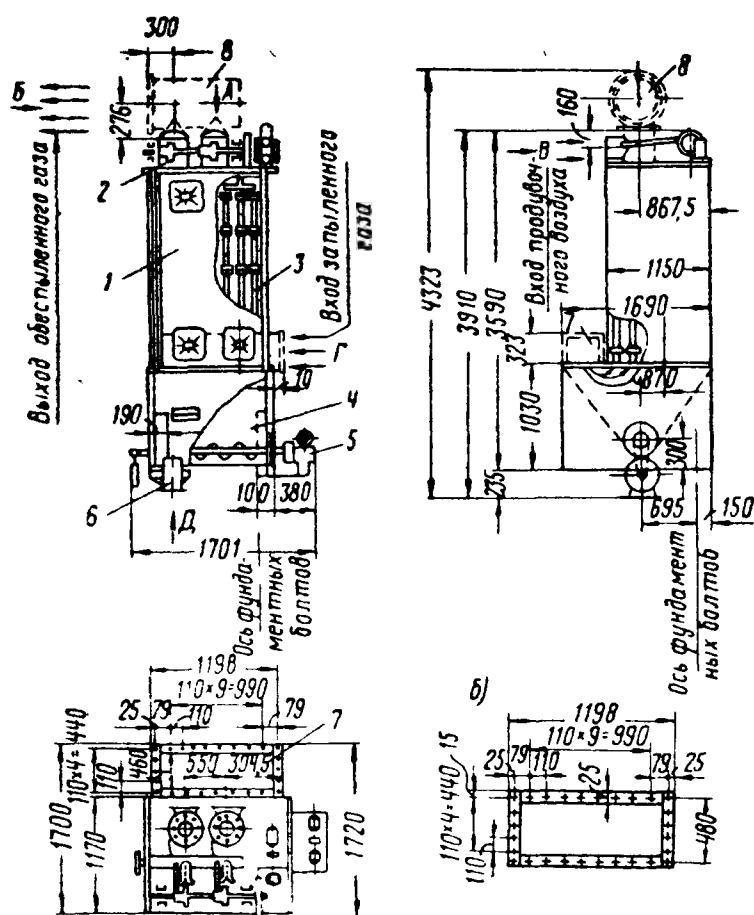


Рис. IV.28. Пылеуловитель рукавный типа ФВК-30

а — фланец входного патрубка коллектора; б — фланец выходного патрубка; в — план расположения фундаментных болтов; 1 — корпус; 2 — механизм для встряхивания и продувки фильтра; 3 — рукав; 4 — пылесборник; 5 — механизм привода шнека; 6 — выпускной клапан; 7 — всасывающий коллектор; 8 — коллектор для выхода газа; 9 — два фундаментных болта М16×200; 10 — четыре фундаментных болта М24×300

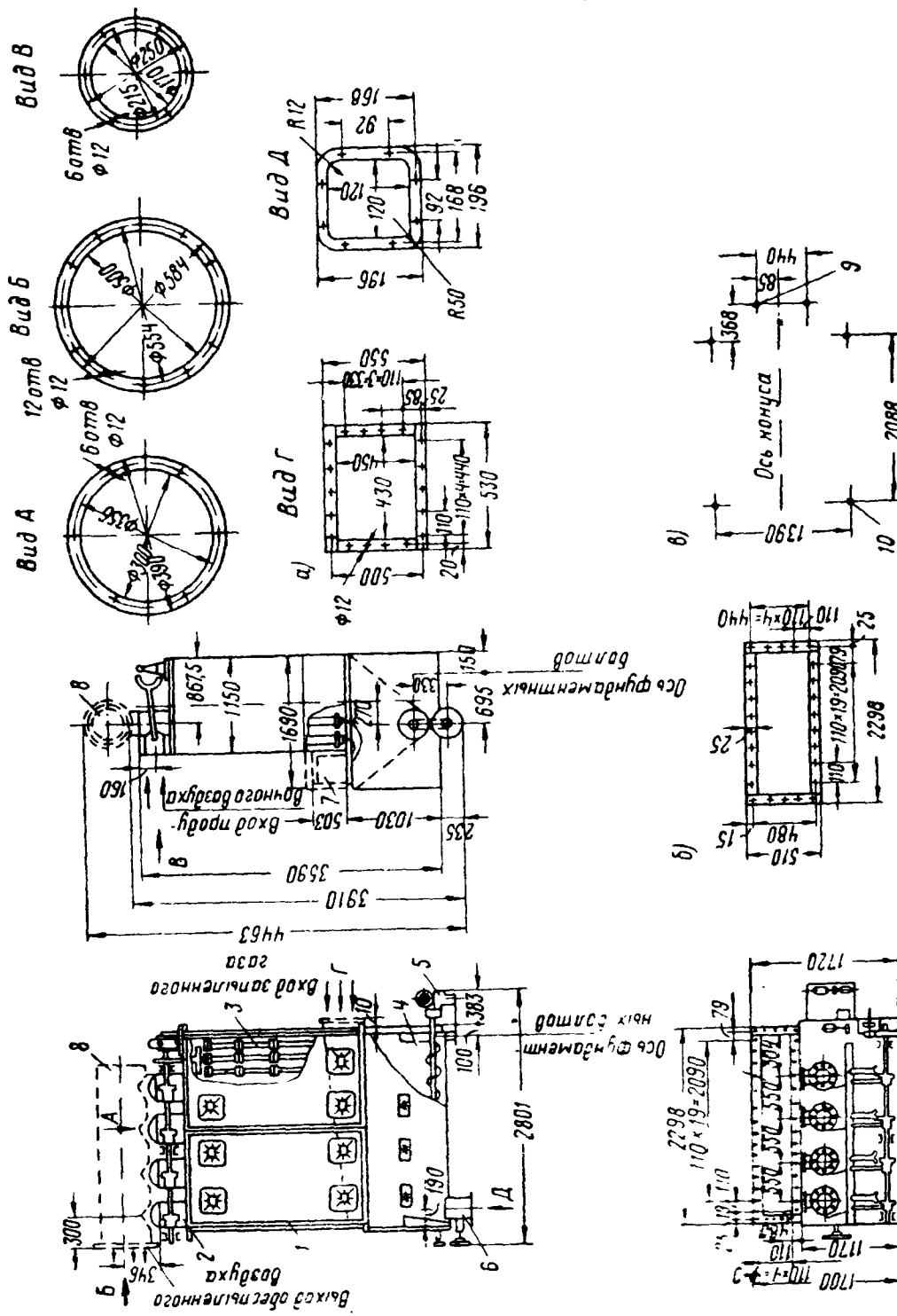


Рис. IV.29. Пылеуловитель рукавный типа ФВК-60

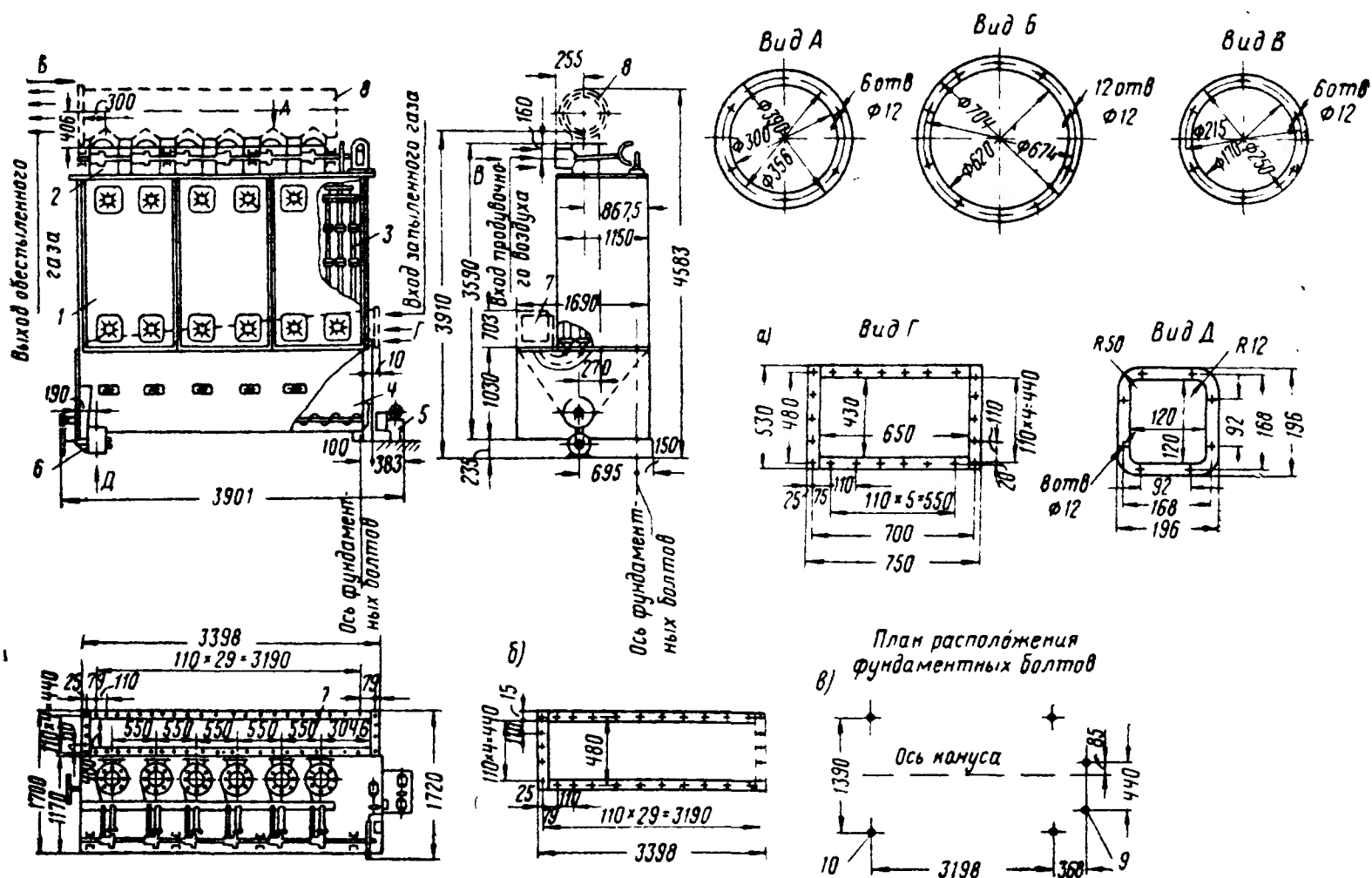


Рис. IV.30. Пылеуловитель рукавный типа ФВК-90

а — фланец входного патрубка коллектора; б — фланец выходного патрубка; в — план расположения фундаментных болтов; 1 — корпус; 2 — механизм для встряхивания и продувки фильтров; 3 — рукав; 4 — пылесборник; 5 — механизм для привода шнека; 6 — выпускной клапан; 7 — всасывающий коллектор; 8 — коллектор для выхода газа; 9 — два фундаментных болта М16; 10 — четыре фундаментных болта М24

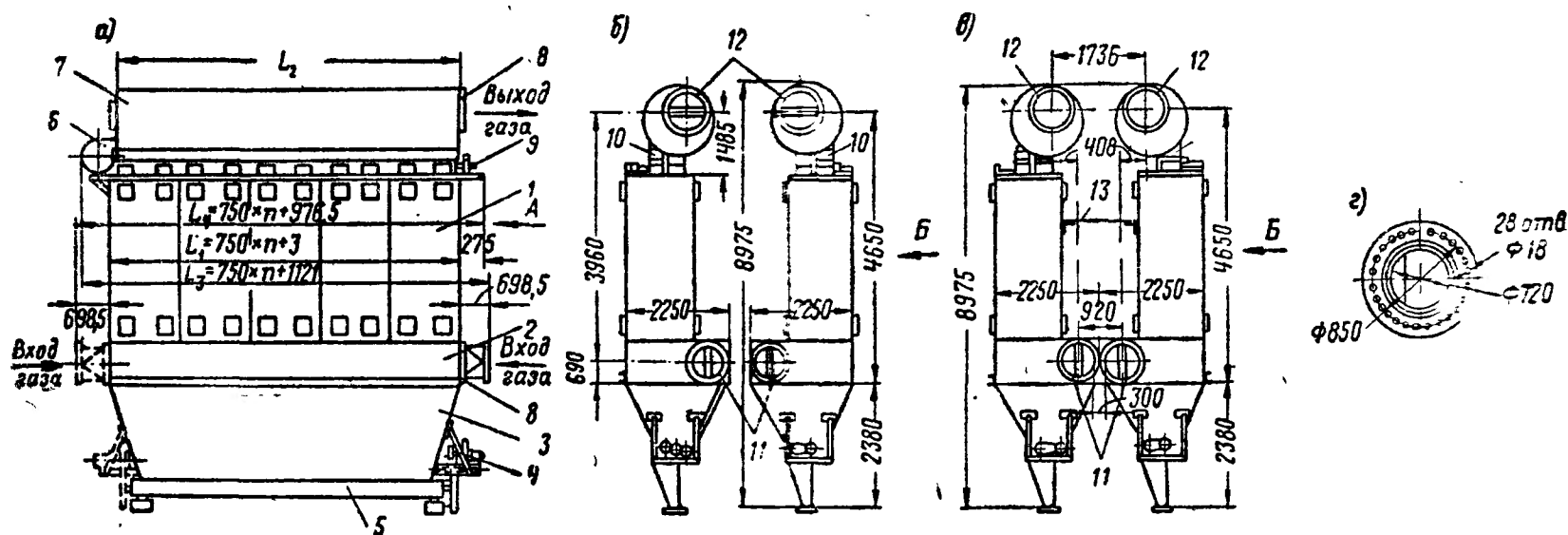


Рис. IV.31. Пылеуловитель рукавный типа РФГ-VMC

а — рукавный пылеуловитель (вид по Б; n — число секций); б — однорядный (вид по А); в — двойной (вид по А); г — фланец входного и выходного патрубка; 1 — корпус фильтра; 2 — газораспределительный короб бункера; 3 — бункер; 4 — привод шнека и шлюзового затвора; 5 — шнек; 6 — вентилятор для продувки рукавов; 7 — коллектор выхода газа; 8 — дроссель-клапан диаметром 720 мм с ручным управлением; 9 — привод механизма для встряхивания рукавов; 10 — коллектор продувочного воздуха; 11 — фланец входного патрубка; 12 — фланец коллектора выхода газа; 13 — обслуживающая площадка

Таблица IV.36

Технические данные рукавных пылеуловителей ФВК

Показатели	Тип фильтра		
	ФВК-30	ФВК-60	ФВК-90
Поверхность фильтровальной ткани в м ²	30	60	90
Производительность в м ³ /ч:			
по чистому воздуху	5000	10 000	15 000
по газу, содержащему до 20 г/м ³ пыли	1250—1500	2500—3000	3800—4600
Сопротивление фильтра в кг/м ²	80—90	80—90	80—90
Количество секций в шт.	2	4	6
Количество рукавов в секции в шт.	18	18	18
Количество рукавов в фильтре в шт.	36	72	108
Материал рукава	Сукино фильтровальное № 2, (ГОСТ 6986—54)		
Мощность электродвигателя привода механизма встряхивания в кВт	0,6	0,6	0,6
Мощность электродвигателя привода шнека в кВт	0,6	0,6	0,6
Вес фильтра (без входного и выходного коллектора) в кг	1053	1682	2300

Примечание. Указанный материал рукава допускает фильтрацию нейтральных газов температурой до 80° С.

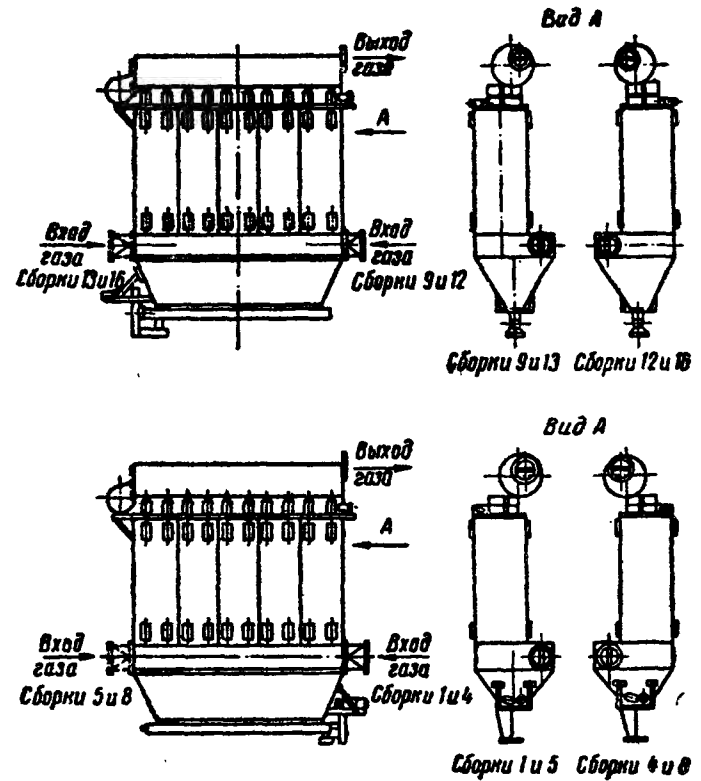


Рис. IV.32. Схемы сборок однорядных пылеуловителей РФГ-VMC

Таблица IV.37

Технические данные пылеуловителей РФГ-VMC

Компоновка пылеуловителя	Однорядная				Двухрядная			
Количество секций	4	6	8	10	4×2=8	6×2=12	8×2=16	10×2=20
» рукавов	56	84	112	140	112	168	224	280
Фильтрующая поверхность в м ²	112	168	224	280	224	336	448	560
Вес в кг	7600	9733	12 387	14 848	14 320	19 949	25 287	28 500

Таблица IV.38

Размеры однорядных и двухрядных пылеуловителей РФГ-VMC (рис. IV.31)

Количество секций		Длина в мм			
одно-рядных	двух-рядных	корпуса L ₁	коллектора выхода газа L ₂	пылеуловителя	
				однорядного для сборок 1, 4, 9, 12 и двухрядного для сборок 1 и 9 L ₃	двухрядного для сборок 5, 8, 13, 16 и двухрядного для сборок 5 и 13 L ₄
4	8	3003	2710	4121	3976,5
6	12	4503	4210	5621	5476,5
8	16	6003	5700	7121	6976,5
10	20	7503	7200	8621	8476,5

Таблица IV.39

Характеристика установленных электродвигателей для пылеуловителей РФГ-VMC

Наименование установленного двигателя	Тип двигателя	Мощность N в кВт	Число оборотов n в мин	Количество электродвигателей для пылеуловителей	
				одно-рядных	двух-рядных
Механизм встряхивания	АО-51-6	2,8	950	1	2
Привод шнека	АО-51-6	2,8	950	1	2
Привод обдувочного вентилятора	АО-42-2	2,8	2880	1	2

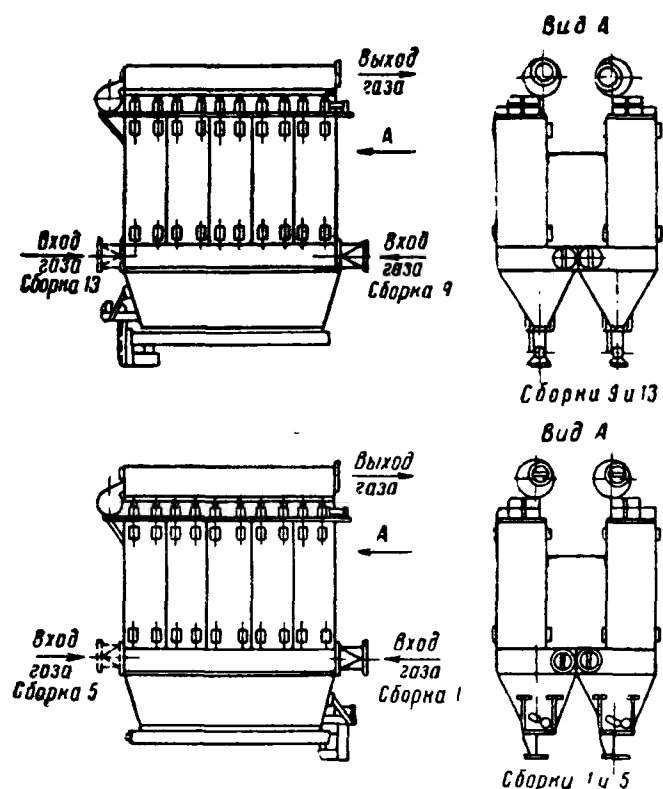


Рис. IV.33. Схемы сборок двухрядных пылеуловителей РФГ-VMC

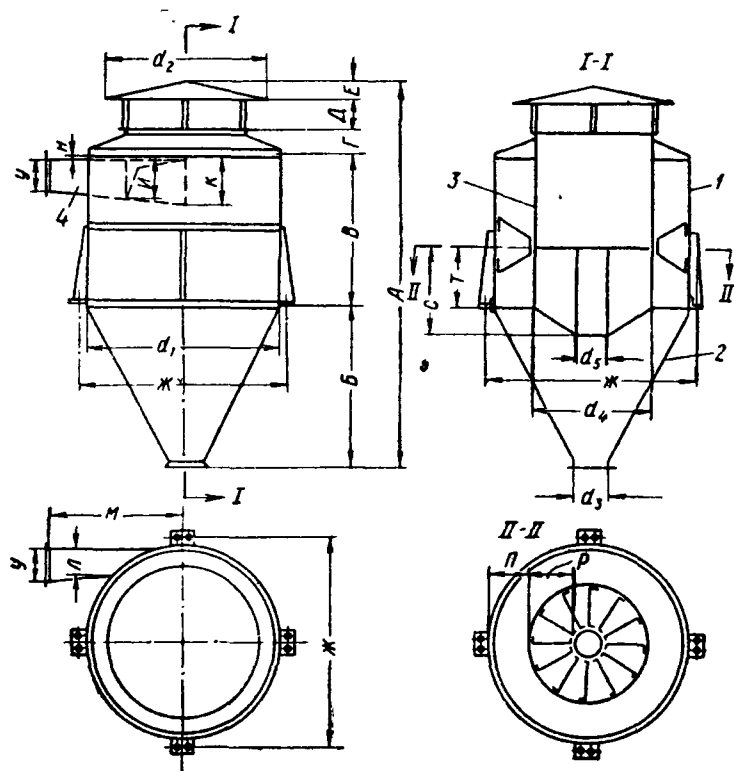


Рис. IV.34. Циклон конструкции Гипродрева

1 — наружный цилиндр; 2 — конус циклона; 3 — внутренний цилиндр; 4 — прямоугольный диффузор

17. Циклон конструкции Гипродрева (рис. IV.34, табл. IV.40).

18. Циклон конструкции Гипродревпрома (рис. IV.35, табл. IV.41).

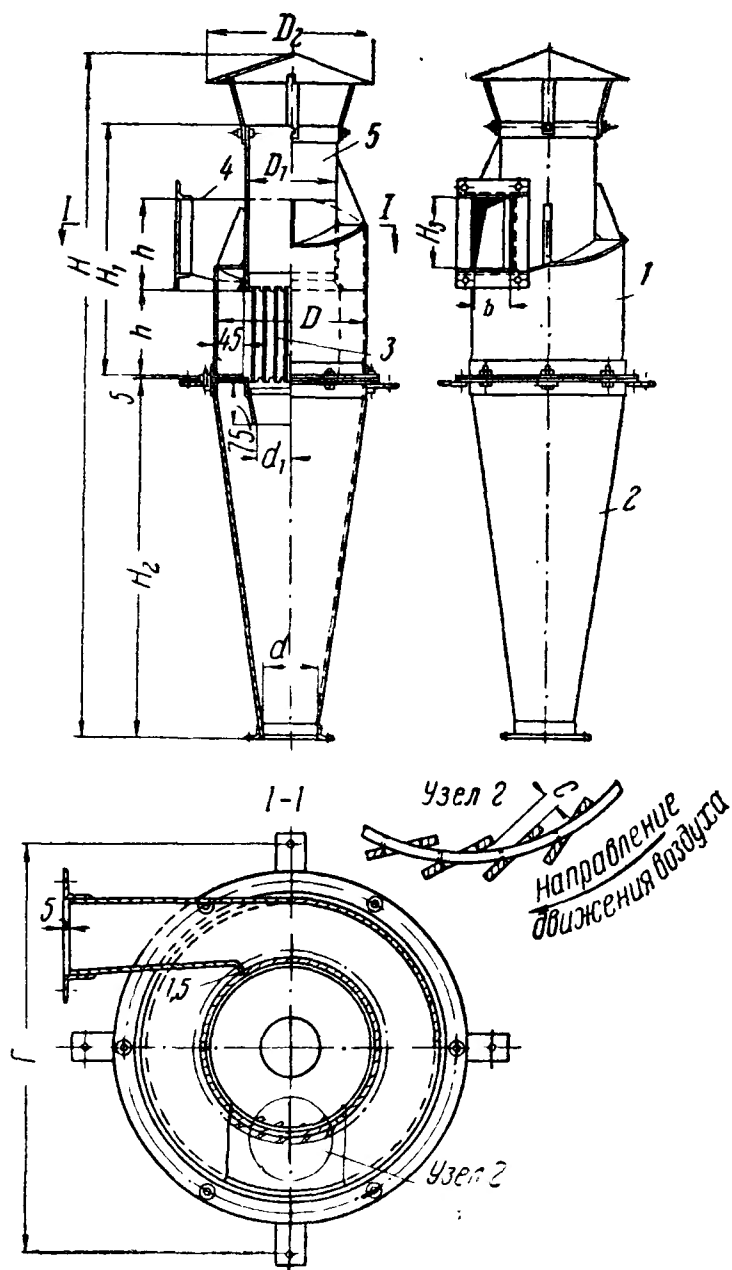


Рис. IV.35. Циклон конструкции Гипродревпрома

1 — корпус циклона; 2 — конус циклона; 3 — сепаратор; 4 — спиральный патрубок; 5 — выпускная труба

Таблица IV.40

Размеры циклона конструкции Гипродрева (рис. IV.34)

№ циклона	Производительность циклона в тыс. м³/ч	Размеры в мм										
		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	УХУ	И	К	Л
0	4—6	3 195	1350	1250	195	250	150	1730	265	330	490	215
1	6—8	3 815	1640	1500	195	300	180	1965	300	412	525	250
3	8—11,5	4 500	1880	1750	310	550	210	2315	350	480	620	300
5	11,5—15	5 160	2160	2000	360	400	240	2800	415	560	723	355
8	15—20	6 100	2560	2370	410	475	285	3210	490	660	855	420
11	20—24	7 080	2970	2750	480	550	330	3710	560	775	975	480
13	24—28	7 730	3240	3000	530	600	360	4060	610	830	1070	520
15	28—32	8 350	3500	3340	570	650	390	4360	660	900	1160	570
18	32—40	9 340	3910	3630	640	785	435	4850	740	1000	1290	640
20	40—46	10 000	4180	3880	700	775	465	5170	790	1060	375	690

Продолжение табл. IV.40

№ циклона	Производительность циклона в тыс. м³/ч	Размеры в мм											Вес циклона в кг
		М	Н	П	Р	С	Т	д₁	д₂	д₃	д₄	д₅	
0	4—6	1150	35	300	400	730	500	1600	1350	300	1000	200	309
1	6—8	1280	35	350	500	1020	750	1900	1600	360	1200	200	574
3	8—11,5	1520	35	425	575	1105	875	2250	1900	420	1400	250	778
5	11,5—15	1750	50	500	675	1280	1000	2600	2200	480	1600	250	1103
8	15—20	2060	50	550	800	1560	1185	3000	2500	570	1900	300	1457
11	20—24	2360	50	650	900	1835	1375	3500	2900	660	2200	400	2018
13	24—28	2600	75	725	950	2015	1500	3850	3200	720	2400	500	2613
15	28—32	2800	75	775	1000	2195	1620	4150	3500	780	2600	600	3041
18	32—40	3100	75	870	1125	2440	1820	4640	3900	870	2900	650	3792
20	40—46	3300	75	930	1175	2620	1940	4960	4100	930	3100	750	4034

Примечание. Коэффициент местного сопротивления циклона $\xi = 1,3$ относится к скорости воздуха во входном патрубке.

Таблица IV.41

Характеристика и конструктивные размеры циклона конструкции Гипродревпрома (рис. IV.35)

№ цик- лона	Производи- тельность в м³/ч	Площадь патрубка для выхо- да пыли в м²	Размеры в мм													Вес в кг
			D	D ₁	D ₂	d	d ₁	H	H ₁	H ₂	H ₃	b	h	c	Г	
Ц-250	450— 660	0,0084	250	150	270	100	105	1150	425	600	130	65	150	5	340	18
Ц-300	660— 950	0,0123	300	185	340	110	125	1370	525	700	165	75	185	5	390	27
Ц-375	950— 1 400	0,0175	375	225	410	135	150	1720	635	900	185	95	225	5	470	36
Ц-450	1 400— 2 000	0,0259	450	270	490	160	170	2035	765	1050	225	115	270	7,5	550	54
Ц-550	2 000— 3 000	0,0378	550	330	600	200	205	2505	935	1300	270	140	330	7,5	650	71
Ц-675	3 000— 4 300	0,0553	675	400	720	250	230	3055	1130	1600	325	170	400	10	810	106
Ц-800	4 300— 6 000	0,08	800	480	870	300	260	3650	1360	1900	400	200	480	10	920	160
Ц-950	6 000— 9 000	0,115	950	575	1030	350	310	4335	1625	2250	490	235	575	10	1080	208
Ц-1150	9 000—13 000	0,165	1150	690	1240	420	390	5255	1950	2750	570	299	690	12,5	1300	320
Ц-1400	13 000—15 000	0,245	1400	840	1500	500	480	6395	2370	3350	700	350	840	12,5	1550	460
Ц-1500	15 000—22 000	0,277	1500	900	1626	550	500	6865	2540	3600	750	370	900	12,5	1650	515

Примечание. Коэффициент местного сопротивления циклона $\xi = 5,4$ (относится к скорости воздуха во входном патрубке).

Приложение V

ПРИТОЧНЫЕ ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ КАМЕРЫ¹

Типовые приточные камеры КП-1—КП-8 предназначены для промышленных и общественных зданий.

Камеры КП-1—КП-6 (рис. V.1 и V.2 и табл. V.I) выполняются в виде отдельных секций и могут компоноваться с полным или частичным набором этих секций

(комплект I, II, III) и использоваться как приточные или как рециркуляционные (например, для дежурного отопления).

Ограждающие конструкции камер изготавливаются из арболита (при заводском изготовлении камер), асбестоцементных утепленных панелей или местных строительных материалов.

¹ Промышленностью осваивается выпуск вентиляционных камер ПК10—ПК150 (серия 3.904—11).